



ПЛОТНИКОВ Леонид Валерьевич

**ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ГАЗООБМЕНА В ПОРШНЕВЫХ ДВС
ПУТЕМ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ГАЗОДИНАМИКИ
И ТЕПЛООБМЕНА ПОТОКОВ ВО ВПУСКНЫХ
И ВЫПУСКНЫХ КАНАЛАХ**

01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника

05.04.02 – Тепловые двигатели

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Работа выполнена на кафедрах «Турбины и двигатели» и «Теплоэнергетика и теплотехника» ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина».

Научный консультант: доктор физико-математических наук,
профессор **Жилкин Борис Прокопьевич**

Официальные оппоненты: **Шторк Сергей Иванович**, доктор физико-математических наук, старший научный сотрудник, ФГБУН «Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения Российской академии наук», г. Новосибирск, заведующий лабораторией экологических проблем теплоэнергетики;

Свистула Андрей Евгениевич, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова», г. Барнаул, заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания;

Попов Игорь Александрович, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технический университет им. А.Н. Туполева-КАИ», профессор кафедры теплотехники и энергетического машиностроения

Ведущая организация: ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Петра Великого», г. Санкт-Петербург

Защита состоится «16» марта 2018 г. в 14-00 на заседании диссертационного совета Д 212.285.07 на базе ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» по адресу: 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира 19, ауд. И-420 (зал Ученого совета).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГАОУ ВО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», <http://lib.urfu.ru/mod/data/viem.php?d=51&rid=273000>.

Автореферат разослан «___» _____ 2018 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Аронсон Константин Эрленович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Известно, что около 80 % всей мировой энергии производится поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС). В зависимости от региона суммарная мощность поршневых ДВС превышает совокупную мощность тепловых электрических станций в 5,5–10 раз. Соответственно совершенствование рабочих процессов, отработка систем и элементов конструкций ДВС в целях повышения их технико-экономических показателей является одной из актуальных задач мировой энергетики.

Исследованию тепломеханических характеристик течения газов во впускном и выпускном трубопроводах уделяется недостаточное внимание. Это объясняется тем, что совершенствование процессов в камере сгорания, безусловно, является более результативным с точки зрения повышения технико-экономических показателей двигателей. Однако на данный момент двигателестроение достигло такого уровня развития, что улучшение любого показателя поршневого ДВС даже на несколько десятых процента является серьезным достижением для специалистов. Поэтому повышение качества процессов газообмена (увеличение коэффициента наполнения и снижение коэффициента остаточных газов), а также изучение газодинамики и теплообмена в газовоздушных трактах ДВС представляется другим перспективным научно-техническим направлением в развитии двигателестроения.

Известно, что процессы в газовоздушных трактах современных двигателей являются высокочастотными и нестационарными. Периоды газообмена составляют сотые и даже тысячные доли секунды. Характеристики потоков газа в трубопроводах двигателей изменяются с частотой до 100 Гц и более. Поэтому на сегодняшний день изучение тепломеханических характеристик течения газов в газовоздушных трактах в стационарных условиях и (или) с помощью квазистационарных подходов численным моделированием является неперспективным. Вместе с тем количество литературных источников об оценке и учете влияния газодинамической нестационарности на тепломеханические характеристики газовых потоков весьма ограничено, а данные и противоречивы, и устоявшиеся методологические подходы и существующая приборно-измерительная база не в полной мере способствуют развитию исследований процессов в нестационарных условиях. Таким образом, решение рассматриваемых проблем является актуальной задачей развития науки и техники.

Цель работы – уточнить физический механизм высокочастотных, пульсирующих течений и установить закономерности изменения газодинамических и тепловых характеристик потоков во впускных и выпускных каналах от геометрических и режимных факторов в условиях газодинамической нестационарности для повышения качества газообмена в поршневых ДВС и на этой основе разработать проектно-внедренческие решения, способствующие повышению технических показателей двигателей.

Задачи исследования:

1) установить степень газодинамической нестационарности газовых потоков во впускных и выпускных трубопроводах поршневых ДВС и на этой основе провести анализ ее влияния на локальную теплоотдачу;

2) разработать методики исследования тепломеханических процессов во впускных и выпускных трубопроводах поршневых двигателей с учетом газодинамической нестационарности;

3) выявить физические особенности газодинамических условий теплоотдачи высокочастотного, пульсирующего потока в газовоздушных трактах двигателей;

4) установить влияние конфигурации газовоздушных трактов и наличия дополнительных элементов в системах впуска и выпуска (компрессора и турбины, фильтра, глушителя) на газодинамические и тепломеханические характеристики газовых потоков в поршневых ДВС;

5) выявить особенности тепломеханических характеристик газовых потоков во впускном и выпускном трубопроводах поршневых ДВС с турбонаддувом и без него, а также установить зависимости изменения мгновенных значений скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи потоков в газовоздушных трактах ДВС при разных режимах работы поршневого двигателя и турбокомпрессора;

6) получить и обобщить экспериментальные данные по мгновенному локальному коэффициенту теплоотдачи в газовоздушных трактах поршневого ДВС с турбонаддувом и без него;

7) на основе полученных данных выполнить в специализированных программных комплексах математическое моделирование рабочих процессов полноразмерных поршневых двигателей с учетом газодинамической нестационарности

процессов во впускных и выпускных трубопроводах в целях оценки влияния совершенствования газообмена на технико-экономические показатели ДВС;

8) разработать конструкторские решения для предлагаемых способов повышения качества газообмена в двигателях: увеличения расхода рабочего тела через впускную систему (повышения коэффициента наполнения) и улучшения очистки цилиндров от отработавших газов (снижения коэффициента остаточных газов).

Научная новизна основных положений работы:

а) по специальности 01.04.14 – Теплофизика и теоретическая теплотехника:

- предложена методология исследования тепломеханических характеристик потоков в газоздушных трактах поршневых двигателей в условиях газодинамической нестационарности (ускорения и замедления газовых потоков);

- разработана сравнительная методика для оценки степени нестационарности переходных процессов газовых потоков в трубопроводах на основе характерных времен (время восстановления и время релаксации);

- показаны особенности закономерностей изменения локального коэффициента теплоотдачи при нестационарном течении газов во впускных и выпускных трубопроводах поршневых двигателей внутреннего сгорания; установлено, что снижение интенсивности локальной теплоотдачи пульсирующего газового потока во впускных и выпускных трубопроводах находится в диапазоне 1,2–2,5 по сравнению со стационарным течением; предложен способ учета влияния газодинамической нестационарности течений в трубопроводах на локальную теплоотдачу;

- установлены основные закономерности изменения мгновенных значений местных скорости и давления, а также локального коэффициента теплоотдачи в газоздушных трактах поршневого ДВС с турбонаддувом и без него при разных режимах работы двигателя и турбокомпрессора; показано, что процессы газообмена в двигателях с наддувом имеют существенно другую тепломеханическую природу и, следовательно, для их улучшения необходимо разрабатывать специальные меры совершенствования процессов при впуске и выпуске;

- получены эмпирические уравнения для расчета мгновенного локального коэффициента теплоотдачи α_x во впускном и выпускном трубопроводах разной конфигурации для поршневых ДВС с турбонаддувом и без.

б) по специальности 05.04.02 – Тепловые двигатели:

- предложены проектно-внедренческие решения по увеличению расхода рабочего тела через цилиндры поршневых ДВС (максимальное увеличение коэффициента наполнения на 22 %) и по улучшению очистки цилиндра от отработавших газов (максимальное снижение коэффициента остаточных газов на 24 %) путем поперечного и продольного профилирования впускного и выпускного трубопроводов поршневых ДВС без наддува (что приводит к повышению мощности двигателя до 14 % при фактически неизменном удельном расходе топлива);

- разработан способ уменьшения амплитуд пульсаций давления и скорости газового потока (максимум до 2,5 раз) во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом, а также способ снижения локального коэффициента теплоотдачи в нем (в среднем на 20 %), что позволит улучшить равномерность работы цилиндров многоцилиндрового двигателя, снизить уровень аэродинамического шума и повысить надежность двигателя в целом;

- выполнено физико-математическое моделирование рабочих процессов полноразмерных двигателей с учетом конфигурации газоздушных трактов и газодинамической нестационарности при впуске и выпуске с помощью программных комплексов «Дизель-РК» (МГТУ имени Н. Э. Баумана) и ACTUS (ABB Turbo Systems); на основе модельно-ориентированного проектирования проведен системный анализ влияния газодинамического совершенствования впускных и выпускных трубопроводов на технические показатели поршневых ДВС.

Степень достоверности результатов основывается на использовании апробированного прикладного программного обеспечения для выполнения комплексных расчетных исследований и обработки экспериментальных данных, а также надежности экспериментальных данных, что обуславливается сочетанием независимых методик исследования и воспроизводимостью результатов измерений, применением комплекса современных методов исследования, выбором измерительной аппаратуры с соответствующим метрологическим обеспечением, ее систематической поверкой и тарировкой, а также хорошим согласованием опытных данных на уровне пилотных экспериментов с результатами других авторов.

Теоретическая и практическая значимость работы:

1) в области двигателестроения разработаны оригинальные проектно-внедренческие решения для впускных и выпускных систем двигателей (защищенные патентами РФ), повышающие технико-экономические показатели двигателей (за счет улучшения наполнения цилиндра рабочим телом и очистки цилиндра от отработавших газов);

2) в области приборной техники для теплофизического эксперимента разработан и реализована электронная схема термоанемометра постоянной температуры, которая защищена патентом РФ;

3) в области инженерной теплофизики разработан метод учета тепломеханической нестационарности при расчете локального коэффициента теплоотдачи в цилиндрических каналах;

4) в сегменте проектных расчетов получены и обобщены данные по интенсивности мгновенной локальной теплоотдачи в газоздушных трактах поршневых ДВС, необходимые:

- для расчета величины подогрева рабочего тела на впуске и для охлаждения отработавших газов на выпуске;
- определения динамики распределения температурных напряжений в деталях и узлах трактов и соответственно нахождения температурных напряжений в них.

Комплекс созданных экспериментальных методик и результатов физико-математического моделирования, совокупность опытных и аналитических данных, расчетных формул и гистограмм расширяет базу знаний о теплофизических процессах при течении газовых потоков в условиях нестационарности, создает основу для совершенствования инженерных методов расчета впускных и выпускных систем двигателей, а также дополняет и уточняет теоретические и прикладные представления о газодинамике и локальной теплоотдаче потока газов при впуске и выпуске, что необходимо для модернизации существующих и разработки новых конструкций перспективных поршневых ДВС.

*Консультации по прикладным аспектам данной работы осуществлялись за-
служенным деятелем науки РФ, д-ром техн. наук, проф. Кукисом В. С.*

Методология и методы исследования. В диссертации экспериментально исследовалась газодинамика и теплообмен потоков газа в газовоздушных трактах поршневых двигателей внутреннего сгорания с турбонаддувом и без него на основе подходов, принятых к изучению нестационарных течений. Пульсирующий газовый поток создавался с помощью моделирующих устройств и клапанных механизмов натурных поршневых ДВС. Натурные экспериментальные стенды представляли собой одноцилиндровые модели двигателя внутреннего сгорания размерностью 8,2/7,1. Верификация опытных данных, полученных на моделях, осуществлялась на действующем поршневом двигателе 2ЧН 8,2/7,1. Для исследования тепломеханических характеристик газовых потоков во впускных и выпускных системах поршневых ДВС за основу был выбран метод термоанемометрирования. Для его реализации разработана оригинальная схема термоанемометра постоянной температуры (патент РФ № 81338), которая учитывала особенности пульсирующих течений, характерные для газовоздушных систем поршневых ДВС.

Оценка эффективности разработанных методов газодинамического совершенствования газовоздушных трактов на совершенство рабочего процесса полноразмерных поршневых ДВС с турбонаддувом и без него производилась с помощью математического моделирования в специализированных программных комплексах «Дизель-РК» (МГТУ им. Н.Э. Баумана) и ACTUS (ABB Turbo Systems), а также с помощью расчетно-аналитических методов, разработанных профессором Б. А. Шароглазовым.

Реализация результатов работы. Ключевые результаты работы приняты к реализации в ООО «Уральский дизель-моторный завод» (при совершенствовании дизелей размерности 21/21), ПАО «Уралмашзавод» (при доводке дизельных силовых установок для привода гидравлических экскаваторов), ОАО «Машиностроительный завод имени М.И.Калинина» (при совершенствовании систем и агрегатов гражданских машин), промышленной группе «Генерация» (при разработке дизельных приводов для буровых насосов и лебедок, а также дизельных электростанций).

Основные положения и рекомендации диссертационной работы изложены в монографии, а также в 4-х учебных пособиях, которые используются в учебном процессе кафедр «Теплоэнергетика и теплотехника» и «Турбины и двигатели» при подготовке бакалавров, магистров и аспирантов по направлениям «Промышленная

теплоэнергетика» и «Энергетическое машиностроение», а также в Высшей инженерной школе УрФУ при реализации программ повышения квалификации инженерных кадров Уральского региона.

Основные положения, выносимые на защиту:

- методики (и их аппаратное оформление) определения мгновенных значений местных скорости, давления и расхода нестационарного газового потока в трубопроводах различной конфигурации, а также интенсивности мгновенной локальной теплоотдачи в них;
- методика определения степени газодинамической нестационарности газовых потоков в цилиндрических каналах путем сопоставления характерных времен (времени восстановления и времени релаксации) с продолжительностью переходного процесса;
- способ учета влияния газодинамической нестационарности течений в трубопроводах разной конфигурации на локальную теплоотдачу в них;
- экспериментальные данные и их обобщение по газодинамике и локальной теплоотдаче в газовоздушных трактах поршневых ДВС с турбонаддувом и без него в виде гистограмм и эмпирических уравнений;
- комплекс конструкторских рекомендаций по улучшению тепломеханических характеристик газовых потоков в газовоздушных трактах ДВС, приводящих к увеличению расхода рабочего тела через впускную систему и улучшению очистки цилиндра от отработавших газов поршневого ДВС и тем самым повышающих технико-экономические показатели поршневых двигателей с турбонаддувом и без;
- результаты математического моделирования рабочих циклов полноразмерных двигателей с учетом конфигурации газовоздушных трактов и газодинамической нестационарности процессов при впуске и выпуске;
- результаты апробации и внедрения результатов проведенных научных исследований на энергетических установках на базе поршневых ДВС.

Личный вклад автора. Все результаты, представленные в диссертации, получены лично автором или при непосредственном его участии. На основе обзора и анализа литературы им сформулированы цели и задачи исследования, разработаны методики, проведено численное моделирование, созданы рабочие проекты

экспериментальных установок и отлажены лабораторные стенды, выполнены экспериментальные работы, структурированы и систематизированы полученные данные. Автором с сотрудниками разработаны и защищены патентами РФ: схема термоанемометра постоянной температуры, комплекс проектно-внедренческих решений по совершенствованию расходных характеристик через впускную систему, а также конструктивные способы по улучшению очистки цилиндров ДВС от отработавших газов. Обсуждение общих постановок задач и полученных результатов осуществлялось совместно с соавторами опубликованных работ.

Апробация работы. Результаты, вошедшие в диссертацию, докладывались и обсуждались на следующих научных конференциях: научно-технической конференции «Повышение эффективности колесных и гусеничных машин многоцелевого назначения» (Челябинск, ЧВВАКИУ, 2008, 2010); Международной научно-технической конференции «Многоцелевые гусеничные и колесные машины: актуальные проблемы теории, практики и подготовки кадров» (Челябинск, ЮУрГУ, 2011); научно-техническом семинаре кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» (Челябинск, ЮУрГУ, 2012); I и II Международной научно-технической конференции «Пром-Инжиниринг» (Челябинск, ЮУрГУ, 2016, 2017); на научно-технических советах при ООО «Уральский дизель-моторный завод» (Екатеринбург, 2009, 2012–15); научных семинарах кафедр «Турбины и двигатели» и «Теплоэнергетика и теплотехника» (Екатеринбург, УрФУ, 2006–15); Всероссийской научно-практической конференции «Энерго- и ресурсосбережение. Энергообеспечение. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии» (Екатеринбург, УрФУ, 2009 и 2011); X, XI Всероссийских научно-технических конференциях «Проблемы и достижения автотранспортного комплекса» (Екатеринбург, УГЛТУ, 2012, 2013); Международной конференции «Двигатель-2010» (Москва, МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2010); Шестой Российской национальной конференции по теплообмену (Москва, МЭИ, 2014); заседании кафедры «Поршневые двигатели» (Москва, МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2016); научно-технической конференции «Развитие двигателестроения в России» (Санкт-Петербург, 2009); межотраслевой научно-технической конференции «Актуальные проблемы развития поршневых ДВС» (Санкт-Петербург, СПбГМТУ, 2010); 2–6-й Всероссийских межотраслевых научно-технических конференциях «Актуальные проблемы морской энергетики» (Санкт-Петербург,

СПбГМТУ, 2013–17); научно-техническом семинаре кафедры «Теоретические основы теплотехники» (Санкт-Петербург, СПбГПУ, 2015); VIII Mezinárodní vědecko-praktická conference «Aktuální vymoženosti vědy» (Praha, 2012); 8-а Международна научна практична конференция «Новини на научния прогрес» (Болгария, София, 2012); IX Mezinárodní vědecko-praktická konference «Aplikované vědecké novinky» (Praha, 2013); «Национальный конгресс по энергетике 2014» (Казань, КГЭУ, 2014); I Международной конференции «Электротехника. Энергетика. Машиностроение» (Новосибирск, НГТУ, 2014); VII Международной конференции молодых ученых «Электротехника. Электротехнология. Энергетика» (Новосибирск, НГТУ, 2015); научно-техническом семинаре Института теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН (Новосибирск, 2015); XIV Всероссийской школе-конференции молодых ученых «Актуальные вопросы теплофизики и физической гидрогазодинамики» (Новосибирск, ИТ им. С.С. Кутателадзе СО РАН, 2016); XIX, XX и XXI Школах-семинарах молодых ученых и специалистов под руководством академика А. И. Леонтьева «Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках» (Орехово-Зуево, Звенигород, Московская область, 2013, 2015, 2017); 12th International CDIO Conference (Turku, Finland, 2016); научно-техническом семинаре ABB Turbo Systems (Baden, Switzerland, 2015).

Публикации. Основные результаты диссертации опубликованы в 78 научных и учебных изданиях (из них 27 относятся к рецензируемым научным изданиям, рекомендуемым ВАК для опубликования результатов при защите докторских диссертаций), в том числе в 1 монографии, 7 статьях в журналах, индексируемых базами данных Scopus и WoS, 6 патентах РФ на полезную модель и в 4 учебных пособиях.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы, включающего 264 наименования и 8 приложений. Она содержит: 378 страниц текста, 201 рисунок, 6 таблиц по тексту, на 4 страницах приложения представлены документы о внедрении результатов работы.

Часть работ по диссертации выполнена в рамках гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых ученых (СП-583.2015.1), Правительства РФ (постановление № 211, контракт № 02.А03.21.0006) и гранта РФФИ инициативных научных проектов, выполняемых молодыми учеными (№ 16-38-00004). Автор является лауреатом премии губернатора Свердловской области за лучшую

научную работу в области технических наук, а также победителем конкурса «Энергия прорыва» международной ассоциации «Глобальная энергия».

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, концептуально произведен выбор направления научных исследований, поставлена общая цель и сформулированы задачи диссертационной работы, показаны научная и прикладная значимость решаемых проблем, представлены ключевые положения, выносимые на защиту, а также дана общая характеристика диссертации.

В первой главе содержится аналитический обзор литературных источников, которые посвящены проблемам исследований нестационарных газовых потоков в различных энергетических машинах и установках, а также особенности процессов в газоздушных трактах поршневых ДВС с турбонаддувом и без него. Рассматриваются традиционные и перспективные методики тепломеханических исследований, реализующие их экспериментальные стенды и средства измерений. Приводятся и анализируются основные результаты предшествующих работ отечественных и зарубежных авторов по данному направлению научных исследований.

В первой главе также выполнен анализ **степени разработанности** темы исследования. В целом обзор литературы показал, что проблемами изучения структуры нестационарных (пульсирующих) течений, теоретическими и экспериментальными подходами к описанию газодинамических и тепловых процессов в нестационарных течениях, а также экспериментальными и физико-математическими исследованиями в турбулентных нестационарных потоках активно занимались следующие специалисты: В. М. Краев, Н. И. Михеев, В. М. Молочников, И. А. Давлетшин (исследования потоков в условиях газодинамической нестационарности), А. В. Фافурин, В. В. Кузьмин, М. М. Григорьев (классификация турбулентных пульсирующих течений), С. А. Исаев, Е. П. Валуева (комплексное исследование турбулентных течений методами численного моделирования), В. И. Терехов, Д. М. Маркович, С. З. Сапожников, И. А. Попов, С. И. Шторк, И. О. Хинце, И. Л. Повх, П. Брэдшоу, П. Фреймут (экспериментальные методы измерений нестационарных течений). Авторами показано, что квазистационарные методы исследования имеют ограниченную область применения; экспериментальное изучение нестационарных турбу-

лентных течений имеет специфические особенности и предъявляет высокие требования к средствам измерений; существуют сложности применения численных методов к нестационарным пульсирующим течениям, которые заключаются в проблеме создания базовой математической модели турбулентного потока, а также в использовании динамических расчетных сеток.

Анализ литературы показал, что развитием теории рабочих процессов поршневых двигателей и, в частности, изучением газодинамики и теплообмена в газоздушных системах активно занимались многие отечественные и зарубежные специалисты. Существенный вклад в создании и развитии этого направления внесен работами А. С. Орлина (методы расчета процессов газообмена), М. Г. Круглова, Ю. А. Гришина, Л. В. Грехова, В. Г. Дьяченко, Б. П. Рудой (нестационарные газодинамические процессы), С. Г. Роганова, Г. Н. Мизернюка (газовый анализ), Н. А. Иващенко (конструирование и расчет поршневых ДВС), Р. З. Кавтарадзе (теплообмен), М. М. Вихерта, Ю. Г. Грудского, Б. Х. Драганова (оптимизация впускных и выпускных систем), А. А. Балашова, А. Е. Свистулы (модернизация газоздушных систем), Б. А. Шароглазов (моделирование рабочих процессов поршневых ДВС), В. С. Кукиса (модернизация конструкции поршневых двигателей и силовых установок) и др. Также следует отметить признанных авторов учебников и монографий по этому направлению: В. А. Ваншейдта, И. И. Вибе, А. Н. Воинова, Д. А. Портнова, Б. М. Гончара, Р. М. Петриченко, Н. Х. Дьяченко, А. С. Лышевского, В. Н. Луканина, Н. Н. Иванченко, В. В. Махалдиани, Ю. Б. Свиридова, Б. С. Стечкина, М. С. Ховаха, Дж. Хейвуда, Х. Хироясу, Г. Меркера, А. Урлауба, Г. Вошни и др.

В итоге на основе анализа литературных данных и предварительных оценок (выполненных путем аналитических расчетов и математического моделирования), а также с учетом существующих направлений исследований процессов в газоздушных трактах двигателей поставлены задачи исследования (см. выше).

Во второй главе проведен анализ степени газодинамической нестационарности процессов при впуске и выпуске газов в трубопроводах, конфигурация которых характерна для газоздушных трактов поршневых ДВС, а также вводятся сопоставительные критерии оценки степени этой нестационарности.

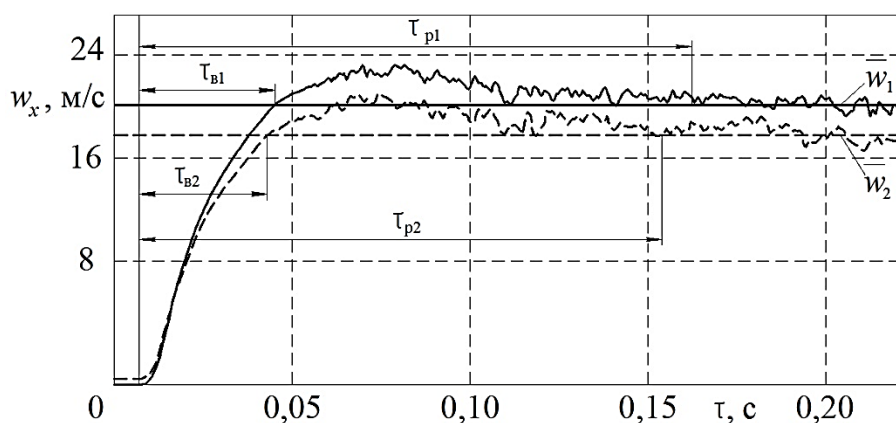
Для получения сведений об уровнях нестационарности процессов при пульсирующих течениях газов и для разработки критериев, определяющих степень нестационарности, в качестве объекта исследования был выбран переходный процесс, характерный для газоздушных трактов поршневых ДВС, – восстановление течения после паузы, когда резко открывается клапан.

Определение мгновенных значений локальной скорости потока воздуха w_x осуществлялось с помощью двух термоанемометров постоянной температуры. Нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм являлась чувствительным элементом датчиков термоанемометра. Систематическая ошибка измерения скорости газового потока составляла 5,36 %. Для сбора и обработки данных на основе аналого-цифрового преобразователя разработана автоматизированная измерительная система, передающая экспериментальные данные в персональный компьютер.

Процедура проведения опытов по оценке степени газодинамической нестационарности в цилиндрических каналах была следующей. Запускался компрессор, следовала выдержка до выхода течения в исследуемом канале на стационарный режим, что контролировалось по показаниям термоанемометров. После чего перепускной клапан закрывался и воздух сбрасывался в атмосферу, минуя исследуемый канал. Далее вновь производилась выдержка до достижения стационарного течения газового потока. После этого перепускной клапан опять резко открывался и воздух поступал в исследуемый канал.

На рисунке 1 показаны зависимости местной скорости потока воздуха w_x в канале от времени τ после открытия перепускного клапана и подачи воздуха в канал. Данные зависимости построены для средней (во времени) местной ($l_x = 300$ мм) скорости $\bar{w}_x = 20$ м/с в случае возвращения к стационарному режиму течения. По зависимостям $w_x = f(\tau)$ определялись два характерных времени переходного процесса: время восстановления течения τ_v и время релаксации τ_r . За время восстановления течения τ_v принимался промежуток времени до момента, когда скорость потока в канале впервые достигает величины средней скорости \bar{w}_x . Временем релаксации течения τ_r после заброса скорости считалось время установления колебаний мгновенных значений скорости около среднего значения \bar{w}_x (отклонение мгновенных значений скорости не превышало $(\pm 2,5)$ % от \bar{w}_x).

Сопоставление этих характерных времен и периода вынужденных (обусловленных рабочим процессом ДВС) пульсаций газового потока τ_d предполагается использовать для оценки степени газодинамической нестационарности пульсирующих (циклических) процессов.



Индексы 1 и 2 соответствуют средней скорости потока газа в поперечном сечении канала и вблизи стенки канала $(0,2d)$;
 w_x – местная средняя скорость потока газа

Рисунок 1 – Зависимости местной ($l_x = 300$ мм, $d = 30$ мм) скорости потока газа w_x в канале от времени τ : — — — — средняя скорость в канале; — — — — скорость около стенки канала
 τ_B – время восстановления; τ_p – время релаксации скорости потока газа

Применение предложенной методики оценки газодинамической нестационарности проанализировано для течения газа в выпускных трубопроводах поршневого двигателя внутреннего сгорания размерности 8,2/7,1 (диаметр цилиндра 82 мм, а ход поршня 71 мм). Рассмотрим типичную зависимость изменения скорости потока газа во времени, которая показана на рисунке 2 для частоты вращения коленчатого вала $n = 1500$ мин⁻¹.

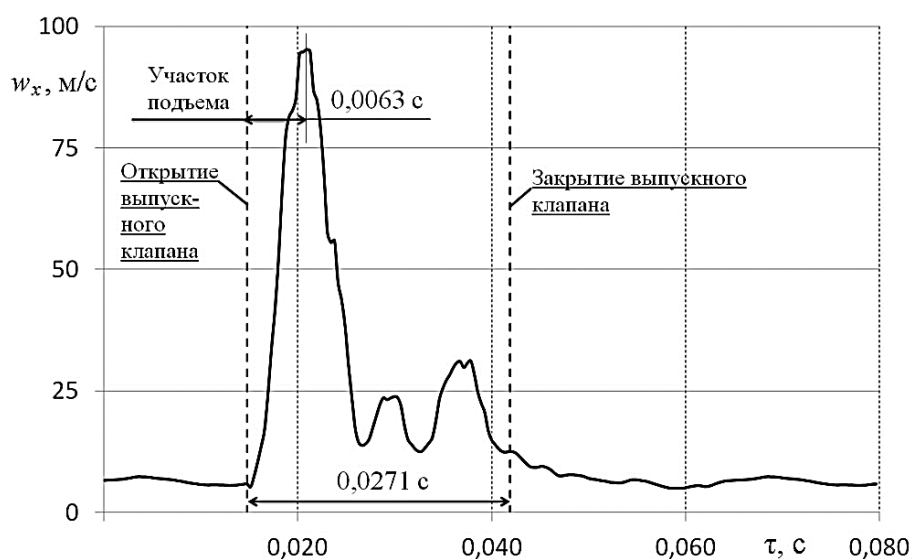


Рисунок 2 – Зависимость местной ($l_x = 140$ мм, $d = 30$ мм) скорости потока газа w_x в выпускном трубопроводе от времени τ при $n = 1500$ мин⁻¹

Как видно из рисунка, при данной (средней за такт) частоте вращения коленчатого вала продолжительность всего процесса выпуска 0,0271 с, тогда как для данной конфигурации гидравлической системы время релаксации составляет 0,112–0,220 с, т. е. значительно больше, чем продолжительность процесса. Таким образом, следует констатировать, что процесс выпуска происходит с высокой степенью нестационарности. Такой же результат был получен и для процесса впуска в поршневом двигателе внутреннего сгорания.

О высокой степени нестационарности также свидетельствуют данные об ускорении потока в газоздушных трактах ДВС. Например, максимальные значения ускорений потока для исследуемой конфигурации выпускного канала достигают $40\,000\text{ м/с}^2$ при частоте вращения коленчатого вала $n = 1500\text{ мин}^{-1}$, тогда как для $n = 3000\text{ мин}^{-1}$ их значение уже составляет $50\,000\text{ м/с}^2$. Это еще раз подтверждает то, что процессы газообмена происходят с высокой степенью нестационарности.

На основании этих данных следует заключить, что стационарные методы исследований не могут в полной мере отражать механизмы переноса, возникающие при пульсирующих течениях с высокой степенью газодинамической нестационарности, характерной для поршневых ДВС. Далее, следует предположить, что нестационарность углубляется во времени, она не может накапливаться бесконечно долго и должна как-то разрешаться. Установлено, что в период процесса выпуска в поршневом ДВС существует два типа разрешения газодинамической нестационарности (рисунок 3).

При средних значениях n разрешение нестационарности происходит кризисным образом: сначала идут похожие циклы (процессы выпуска), а потом наблюдается критический цикл, для которого характерен профиль осциллограммы с особым участком (на рисунке 3, *а* он обведен полужирным овалом). При высоких значениях n механизм разрешения нестационарности меняется – выраженного кризиса нет: осциллограммы процессов выпуска эволюционно деформируются, а именно – каждый последующий цикл существенно отличается от предыдущего.

При средних значениях частот вращения коленчатого вала двигателя также происходит критическое разрешение газодинамической нестационарности (рисунок 3, *б*). На зависимостях $\alpha_x = f(\tau)$ циклы, значительно отличающиеся от других, показаны полужирными овалами. Для локальной теплоотдачи характерна некая

тепловая инерционность, которая выражается в появлении сразу двух подряд осциллограмм, которые существенно отличаются от остальных. При высоких значениях частоты вращения коленвала двигателя, на зависимостях $\alpha_x = f(\tau)$ наблюдается постепенное (без кризиса) разрешение нестационарности: осциллограммы α_x во время выпуска перманентно деформируются.

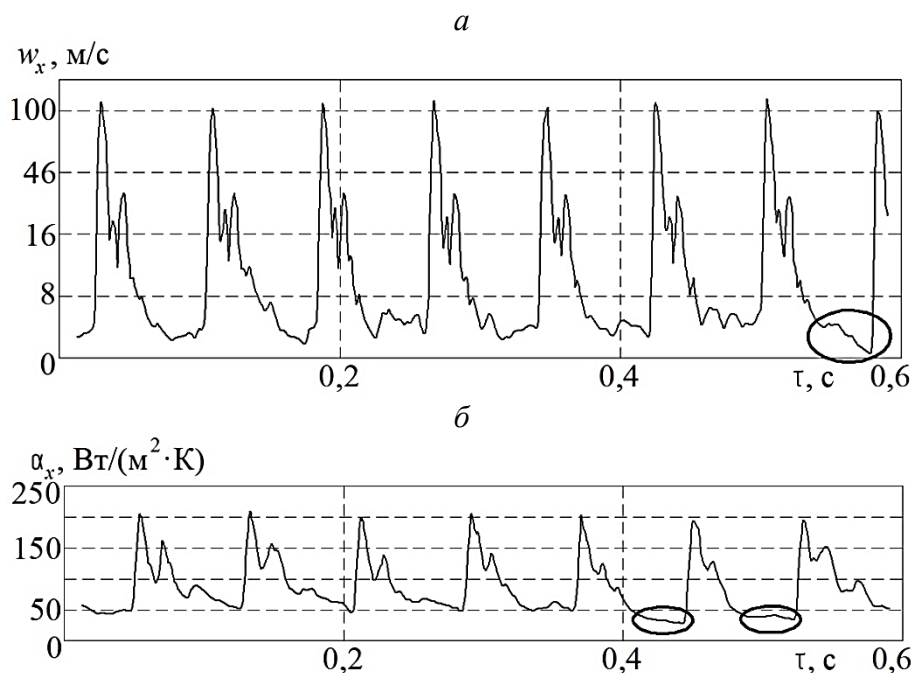


Рисунок 3 – Изменение местной ($l_x = 110$ мм) скорости потока газа w_x (а) и локального коэффициента теплоотдачи α_x (б) в выпускном трубопроводе во времени τ при избыточном давлении на выпуске $p_b = 0,1$ МПа и частоте вращения коленвала $n = 1500$ мин⁻¹

Таким образом, можно констатировать, что в периоды газообмена в поршневом ДВС существует выраженная тепломеханическая нестационарность, которая проявляется в изменении как газодинамических параметров потока, так и теплообменных. Поэтому актуальным является вопрос о том, как учитывать тепломеханическую нестационарность в инженерных расчетах при определении локального коэффициента теплоотдачи во впускных и выпускных трубопроводах поршневых двигателей. На основе анализа наших экспериментальных данных и данных других авторов был введен безразмерный поправочный коэффициент K_{mh} – коэффициент мобильности теплоотдачи, который определяется как

$$K_{mh} = \alpha_{x \text{ нестационар}} / \alpha_{x \text{ стационар}},$$

где $\alpha_{x \text{ нестационар}}$ – местное значение локального коэффициента теплоотдачи при нестационарном (пульсирующем) течении газа, Вт/(м²·К); $\alpha_{x \text{ стационар}}$ – то же при стационарном течении газа, Вт/(м²·К).

Предлагаемый метод учета влияния тепломеханической нестационарности в инженерных расчетах с помощью K_{mh} заключается в следующем: значение α_x , найденное из выбранного эмпирического уравнения теплоотдачи для стационарного случая, умножается на коэффициент мобильности теплоотдачи. Величина K_{mh} определяется экспериментально для каждого типоразмера ДВС.

В данной работе были получены зависимости коэффициента мобильности теплоотдачи K_{mh} от скорости потока газа в выпускном трубопроводе ($d = 30$ мм, $l = 110$ мм) поршневого двигателя размерностью 8,2/7,1 для разных избыточных давлений на выпуске и частот вращения коленвала (представлены в диссертации).

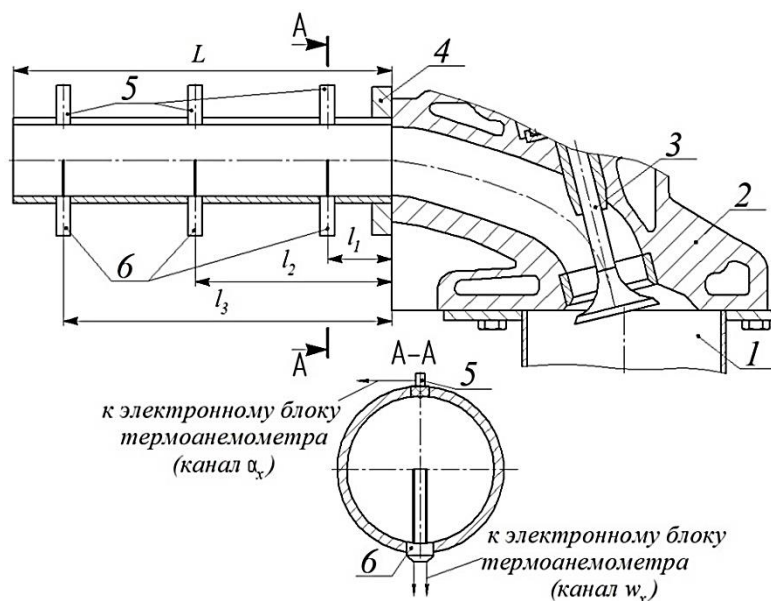
В третьей главе описываются методики, комплекс лабораторных установок и стенда с действующим двигателем, система сбора и обработки экспериментальных данных, приводятся особенности проведения исследований, представлены основные результаты математического моделирования и экспериментальных исследований газодинамических и расходных характеристик газовых потоков в газоздушных трактах поршневых ДВС, а также описаны предлагаемые способы совершенствования процессов во впускных и выпускных системах двигателей с турбонаддувом и без него с целью повысить качество газообмена.

Для исследования газодинамики и теплообмена во время процессов газообмена разработаны и отлажены экспериментальные установки – натурные модели одноцилиндрового поршневого двигателя размерностью 8,2/7,1 с турбонаддувом и без. Механизм газораспределения экспериментальных установок заимствован от автомобильного двигателя 2Ч 8,2/7,1 (ВАЗ «Ока»). Фазы газораспределения и высота подъема клапанов установки соответствовали фазам для рассматриваемого ДВС. Коленчатый вал установки приводился во вращение с помощью электрического двигателя. Преобразователь частоты регулировал частоту вращения коленвала n в пределах 600–3000 мин⁻¹. Наддув осуществлялся с помощью турбокомпрессора ТКР-6 (число оборотов $n_{\text{тк}}$ лежало в диапазоне 35 000–46 000 мин⁻¹).

Следует отметить, что исследования газообмена проводились для неизменных частот вращения коленчатого вала и ротора ТК, т. е. на установившихся режимах работы двигателя (без учета влияния перехода с одного режима на другой). Такие особенности характерны для энергетических установок, которые большую часть

времени работают на постоянных режимах. К ним относятся дизель-генераторы, компрессоры и насосы с приводом от поршневых ДВС.

На рисунке 4 показана обобщенная конфигурация исследуемого газозвдушного тракта экспериментальной установки и места (контрольные сечения) установки датчиков термоанемометра для определения мгновенных значений скорости газового потока и локальной теплоотдачи.



- 1 – цилиндр;
- 2 – головка блока цилиндра;
- 3 – впускной или выпускной клапан;
- 4 – исследуемый трубопровод (впускной или выпускной);
- 5 – датчик термоанемометра для определения локального коэффициента теплоотдачи;
- 6 – датчик термоанемометра для определения местной скорости газового потока

Рисунок 4 – Конфигурация исследуемого газозвдушного тракта поршневого ДВС

Перед экспериментальными исследованиями было проведено пилотное физико-математическое моделирование в специализированных программах «Дизель-РК» (МГТУ им. Н. Баумана) и ACTUS (ABB Turbo Systems).

Последующие эксперименты показали (рисунок 5), что наиболее достоверные результаты математического моделирования процессов газообмена получаются в периоды открытых клапанов, а в остальном промежутке рабочего процесса поршневого ДВС эти результаты следует рассматривать как предварительные, которые необходимо проверять с помощью экспериментальных исследований.

Экспериментальные данные, полученные на вышеописанной лабораторной установке, были верифицированы на действующем автомобильном двигателе ВАЗ «Ока» (рисунок 6).

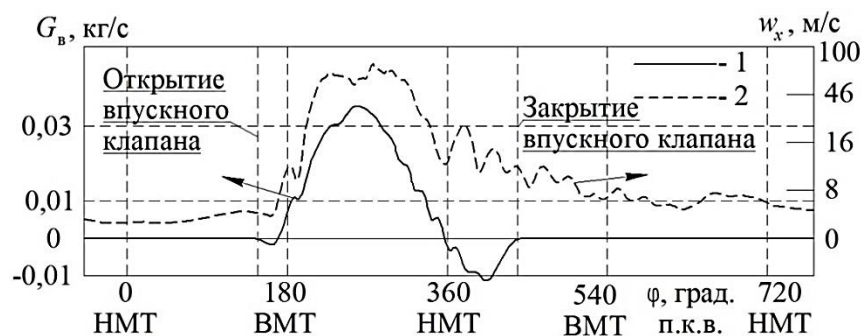
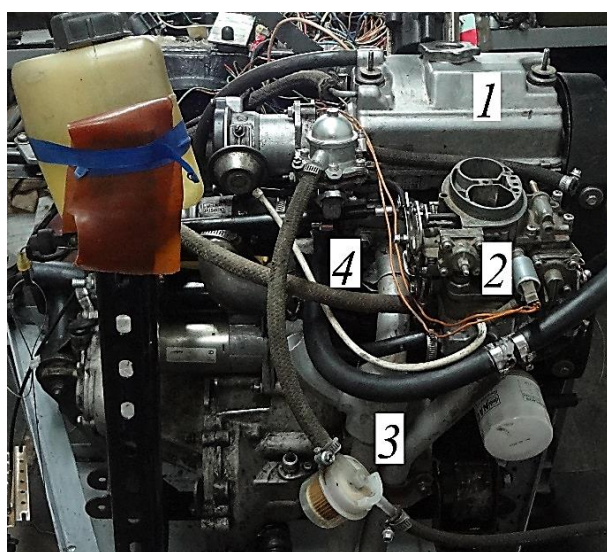


Рисунок 5 – Сопоставление расчетных (1) и экспериментальных (2) зависимостей массового расхода G_v и местной ($l_x = 110$ мм, $d = 32$ мм) скорости воздуха w_x во впускном трубопроводе от угла поворота коленвала при $n = 1500$ мин⁻¹

Верификация данных проводилась для впускного и выпускного трубопроводов при частотах вращения коленчатого вала $n = 600$ – 3000 мин⁻¹. Для действующего ДВС минимальная частота составляла 1000 мин⁻¹, что было обусловлено обеспечением устойчивой работы двигателя на холостых оборотах.



1 – головка цилиндров;
2 – карбюратор;
3 – выпускной трубопровод;
4 – место установки датчика термоанемометра для определения мгновенных значений скорости потока газов в выпускном трубопроводе

Рисунок 6 – Действующий двигатель 2Ч 8,2/7,1 (ВАЗ «Ока»)

На рисунке 7 в качестве примера приведены зависимости местной скорости потока воздуха (топливовоздушной смеси) во впускном трубопроводе от угла поворота коленвала для разных частот n , которые получены на лабораторной модели поршневого ДВС и действующем двигателе (2Ч 8,2/7,1).

Показано, что данные, полученные в лабораторных условиях, качественно подтверждаются в ходе испытаний на действующем двигателе (рисунок 7). Отличия в максимальных значениях скорости воздуха (топливовоздушной смеси) не превышают 10 %. Следует отметить, что в момент открытия впускного клапана

скорость потока в трубопроводе не равна нулю. Это характерно и для модели ДВС, и для действующего двигателя при всех частотах вращения коленвала. Также в обоих случаях наблюдаются колебания (пульсации) потока воздуха (топливовоздушной смеси) после закрытия впускного клапана. Следует подчеркнуть, что сопоставление лабораторных данных и результатов испытаний было проведено также и для процесса выпуска и получены аналогичные результаты. Полный комплекс данных по верификации представлен в диссертационной работе.

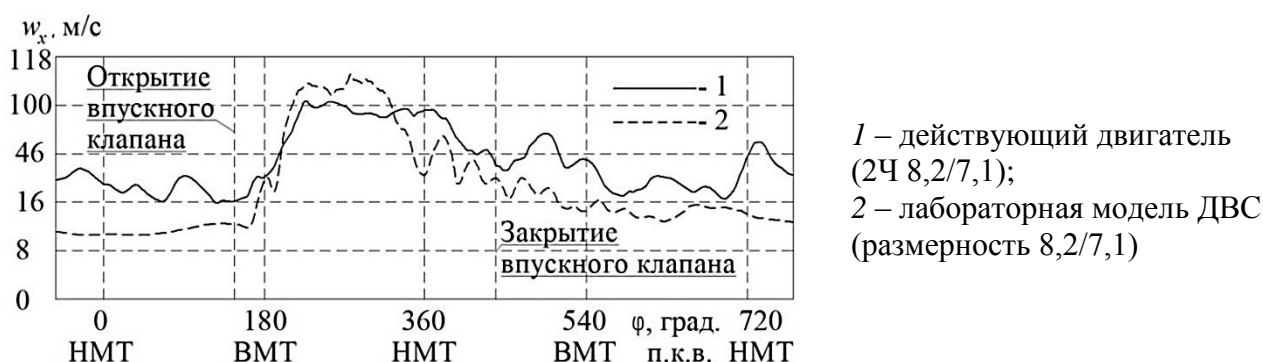


Рисунок 7 – Зависимости местной ($l_x = 110$ мм, $d = 32$ мм) скорости воздуха w_x во впускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ для $n = 1500$ мин⁻¹

На основе сопоставления лабораторных данных и промышленных испытаний предложена корректирующая методика перенесения количественных показателей (расходных характеристик) с лабораторной установки на действующий ДВС, заключающаяся в определении корректирующего коэффициента (функции) и (или) составлении корректирующей карты для разных газодинамических и теплообменных характеристик процессов газообмена.

Далее рассмотрено влияние такого фактора, как геометрия канала, на тепло-механические характеристики газовых потоков. Для обеспечения равномерного поля скоростей в газоздушных трактах ДВС принято использовать каналы с круглой формой поперечного сечения. Так из работ С. С. Кутателадзе и И. Е. Идельчика известно, что в каналах с поперечными сечениями в форме квадрата и равно-стороннего треугольника возникают устойчивые вихревые течения, которые существенно изменяют структуру потока. Поэтому было сделано предположение о том, что они могут оказать существенное влияние на газодинамику и теплообмен во

впускных и выпускных трубопроводах двигателя. Отсюда была выдвинута гипотеза о том, что методом совершенствования процессов в газовоздушных трактах поршневых ДВС является поперечное профилирование каналов.

Для проверки этой гипотезы использовались участки с поперечным сечением в виде круга, квадрата и равностороннего треугольника. Профилированный участок составлял не более 30 % от общей длины впускного или выпускного трактов. Для впускного трубопровода эквивалентный (гидравлический) диаметр d_e равнялся 32 мм, для выпускного – 30 мм, т.е. равнялся штатным диаметрам цилиндрических каналов двигателя 8,2/7,1. Переходные участки с разной формой поперечного сечения сглажены пластичным материалом. Внутренняя поверхность каналов имела технически гладкую поверхность со средней величиной шероховатости 6,3 мкм.

Установлено (рисунок 8), что при впуске в трубопроводах существуют сильные колебательные явления, возникающие после закрытия впускного клапана. Применение профилированных участков гасит этот процесс.



Рисунок 8 – Зависимости местной ($l_x = 110$ мм, $d = 32$ мм) скорости воздуха w_x во впускных трубопроводах разного поперечного сечения от угла поворота коленчатого вала φ для частоты вращения коленвала $n = 3000$ мин⁻¹

Следует отметить, что в случае использования в газовоздушных трактах профилированных участков с треугольным поперечным сечением наблюдается наиболее быстрое затухание колебательных явлений, что, вероятно, вызвано стабилизирующим влиянием наиболее устойчивых вихревых структур в углах канала.

Из рисунков 9–11 видно, что поперечное профилирование трубопроводов оказывает существенное влияние и на расходные характеристики газов через впускную и выпускную системы поршневого двигателя.

Установлено (рисунок 9), что путем установки во впускном трубопроводе профилированных участков можно в сравнении с трубой постоянного круглого сечения получить ряд преимуществ. Например, максимальный эффект выражается в увеличении до 24 % объемного расхода воздуха через впускную систему при использовании «треугольного» участка (физико-математическое моделирование рабочего процесса поршневого ДВС показало, что это приводит к увеличению мощности двигателя примерно на 15 %), а также происходит возрастание крутизны расходной характеристики в рабочем диапазоне частоты вращения коленвала n (что улучшит приемистость поршневого двигателя).

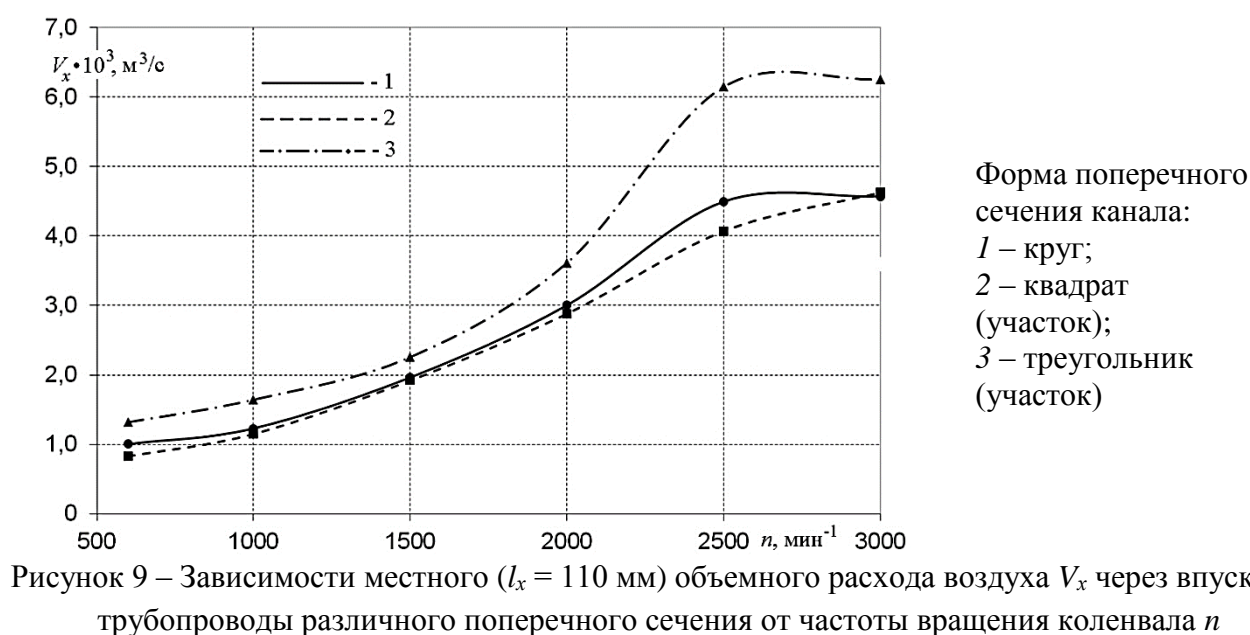


Рисунок 9 – Зависимости местного ($l_x = 110$ мм) объемного расхода воздуха V_x через впускные трубопроводы различного поперечного сечения от частоты вращения коленвала n

Применение «квадратного» участка (рисунок 8) приводит к линеаризации расходной характеристики во всем диапазоне частот вращения коленвала, что позволит улучшить плавность хода и иметь более равномерные тепломеханические нагрузки на основные детали и узлы системы впуска поршневого ДВС.

Установлено, что объемный расход газов линейно возрастает с увеличением частоты вращения коленвала через выпускной трубопровод с участком с квадратным поперечным сечением в условиях постоянного давления на выпуске (рисунок 10). При этом объемный расход воздуха через выпускной трубопровод с «квадратным» участком больше в среднем на 8–20 % по сравнению с цилиндрическим.

В случае использования в выпускной системе поршневого ДВС участка с поперечным сечением в форме равностороннего треугольника во всем исследованном

диапазоне частоты вращения коленвала наблюдается возросший объемный расход газа через систему с профилированным участком (рисунок 11).

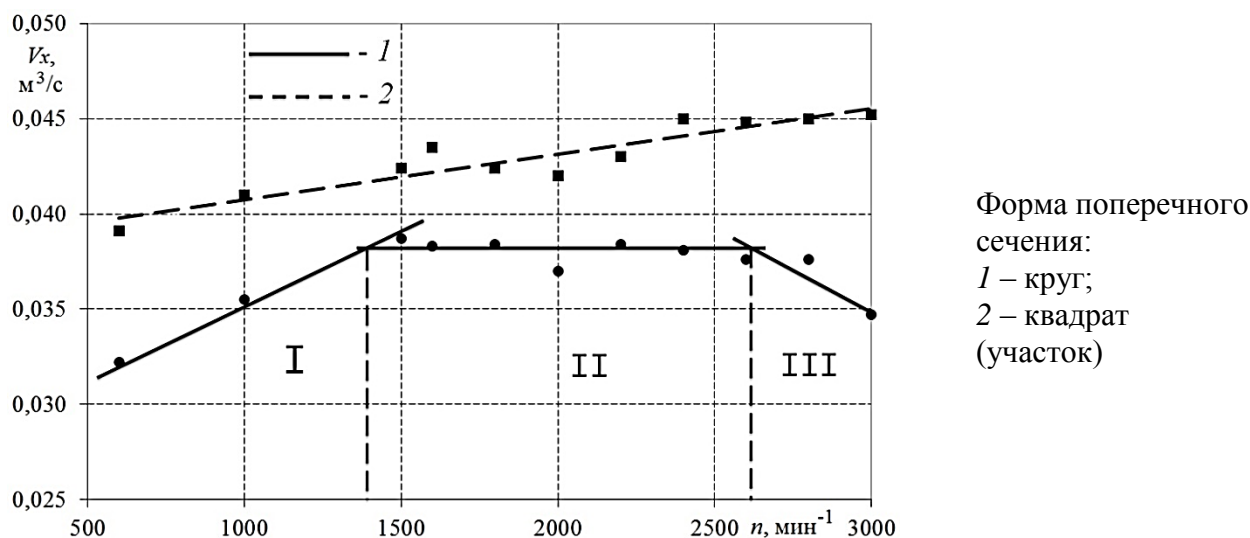


Рисунок 10 – Зависимости местного ($l_x = 140$ мм) объемного расхода газов V_x через выпускные трубопроводы различного поперечного сечения от частоты вращения коленвала n при начальном избыточном давлении на выпуске $p_b = 0,1$ МПа

Возрастание расходных характеристик через выпускную систему с профилированным участком указывает на то, что в этом случае улучшится очистка цилиндров от отработавших газов (снизится коэффициент остаточных газов), что в перспективе должно привести к повышению мощности двигателя во всем диапазоне режимов его работы.

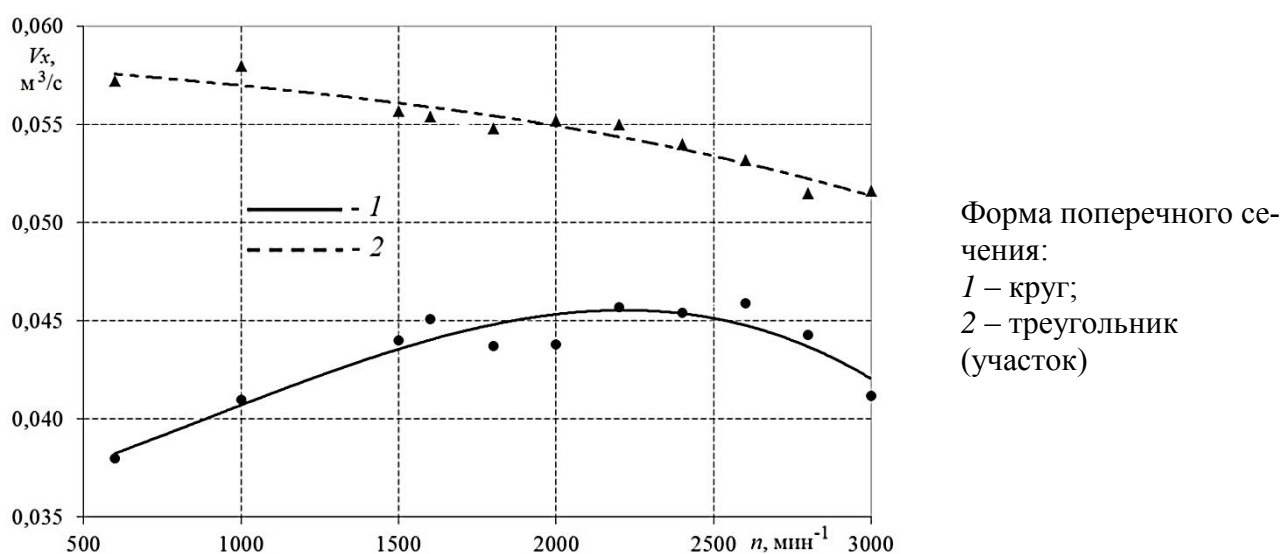


Рисунок 11 – Зависимости местного ($l_x = 140$ мм) объемного расхода газов V_x через выпускные трубопроводы различного поперечного сечения от частоты вращения коленвала n при начальном избыточном давлении на выпуске $p_b = 0,2$ МПа

На основании данных, полученных в результате математического моделирования и аналитических расчетов рабочего процесса полноразмерных двигателей, можно констатировать, что комплексная модернизация впускных и выпускных систем за счет поперечного профилирования приводит к улучшению основных показателей поршневого ДВС (в зависимости от режима его работы):

- увеличению коэффициента наполнения на 4,0–24,2 %;
- снижению коэффициента остаточных газов на 9,7–24,1 %;
- увеличению эффективной мощности на 3,5–17,0 %;
- изменению удельного эффективного расхода топлива на $\pm 1,0$ –2,5 %.

Для наглядности в диссертационной работе представлены сравнительные таблицы технико-экономических параметров исходных и модернизированных двигателей ВАЗ «Ока» (2Ч 8,2/7,1) и ДМ-21 (8ЧН 21/21).

На основе анализа литературы и полученных экспериментальных данных о тепломеханических характеристиках потока отработавших газов в выпускной системе разработано техническое решение с использованием эффекта активной эжекции, схема конструктивного исполнения которого представлена на рисунке 12.

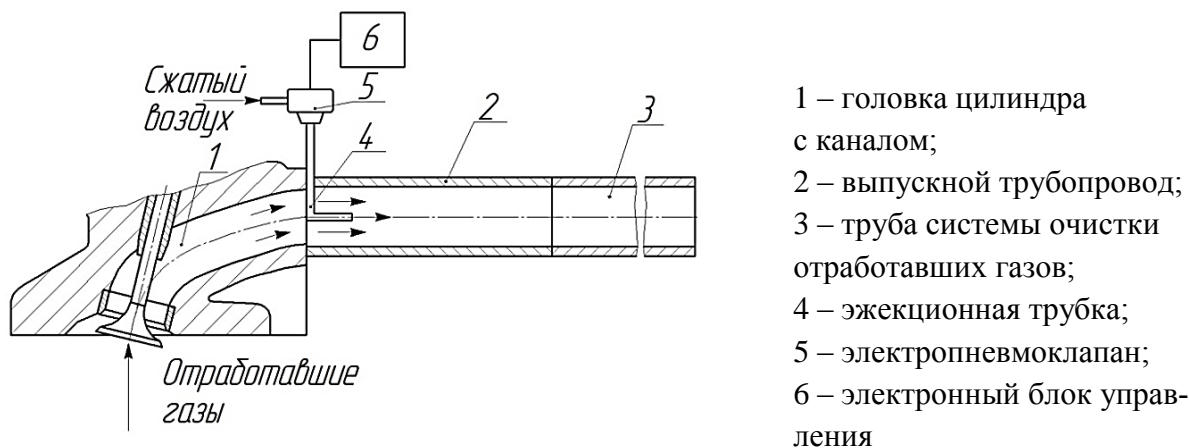


Рисунок 12 – Конструктивное исполнение выпускного тракта с системой эжекции

В отличие от традиционных конструкций, реализующих пассивную эжекцию, в данном случае конструктивное исполнение состояло в том, что в выпускном трубопроводе установлена эжекционная трубка, в которую подавался сжатый воздух – активный агент через управляемый электропневмоклапан. Таким образом создавалось дополнительное разрежение в выпускном трубопроводе, что выравнивало

течение газов и ослабляло переходные процессы (т. е. сглаживало пульсации скорости и давления потока).

Исследования выполнялись для двух случаев. В первом случае активный воздух подавался в выпускной трубопровод в течение всего рабочего цикла, т.е. осуществлялась постоянная эжекция. Во втором случае эжекционный воздух поступал в трубопровод только во время открытого выпускного клапана, т.е. имела место периодическая эжекция.

Следует отметить, что для обоих случаев получены положительные газодинамические эффекты и улучшенные расходные характеристики газовых потоков (рисунок 13). Из рисунка 13 видно, что при эжекции в выпускном трубопроводе максимальные значения скорости потока воздуха значительно выше (на 35 %), чем без нее. Можно отметить, что в выпускном трубопроводе с эжекцией скорость потока отработавших газов снижается несколько медленнее по сравнению с системой без эжекции после закрытия выпускного клапана. Это свидетельствует о потенциально лучшей очистке цилиндров двигателя от отработавших газов.

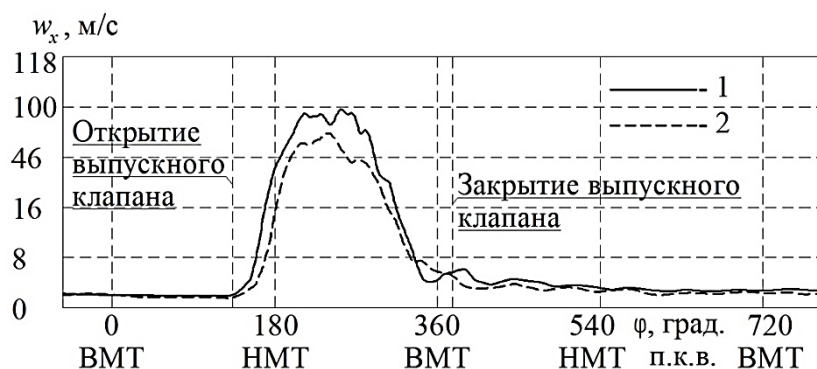


Рисунок 13 – Зависимости местной ($l_x = 140$ мм, $d = 30$ мм) скорости потока газа w_x в выпускном трубопроводе с эжекцией (1) и традиционном трубопроводе (2) от угла поворота коленчатого вала φ при частоте вращения коленвала $n = 3000$ мин⁻¹ при начальном избыточном давлении на выпуске $p_b = 0,2$ МПа

Моделирование рабочего процесса двигателя 8ЧН 21/21 в программном комплексе ACTUS (ABB Turbo Systems) показало, что применение активной эжекции в выпускной системе дизеля приводит к улучшению очистки цилиндров (снижению коэффициента остаточных газов) до 9,5 %, что снижает удельный эффективный расход топлива в среднем на 1 % (или массовый расход до 3 кг/ч).

В специализированной литературе, связанной с теорией рабочих процессов поршневых двигателей внутреннего сгорания, турбонаддув ДВС за счет установки

турбокомпрессора рассматривается как один из возможных методов увеличения массового расхода воздуха через цилиндры, что приводит к улучшению его эффективных показателей. В литературе с газодинамической точки зрения ТК принято упрощенно считать элементом газовоздушной системы ДВС, который создает локальное аэродинамическое сопротивление. При этом практически не рассматривается вопрос о влиянии турбонаддува как возмущающего фактора внешней турбулентности на характеристики потоков в газовоздушных трактах.

В результате сопоставления w_x установлено, что существуют довольно значительные различия в закономерностях изменения местной скорости потока воздуха в двигателях с турбонаддувом и без (рисунок 14). Это объясняется разными граничными условиями во впускном трубопроводе и цилиндре, которые характерны для атмосферных двигателей и двигателей с турбонаддувом.

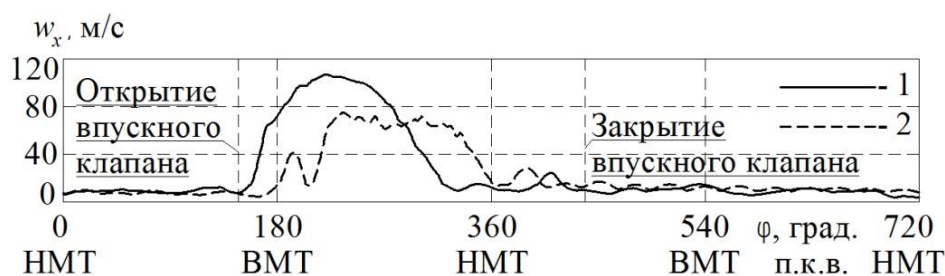


Рисунок 14 – Зависимости местной ($l_x = 110$ мм, $d = 32$ мм) скорости потока воздуха w_x во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом (1) ($n_{TK} = 35000$ мин⁻¹) и без турбонаддува (2) от угла поворота коленвала φ при $n = 1500$ мин⁻¹

В частности, установлено, что в выпускном трубопроводе с ТК величины максимальной скорости потока газа несколько меньше (примерно на 10–15 %), чем в канале без него (рисунок 15). Следует отметить, что после закрытия выпускного клапана скорость потока газа в трубопроводе не равняется нулю: наблюдаются ее небольшие колебания (в диапазоне 3–9 м/с), что характерно для всех исследованных n и p_b . Аналогичные явления наблюдались и для процессов во впускном трубопроводе.

Следует отметить также некоторое смещение (примерно на 25–35 град. п.к.в.) максимума характеристики $w_x = f(\varphi)$ в сторону увеличения угла поворота коленвала (ближе к НМТ), что характерно для всех частот вращения коленвала n . В обоих случаях (с турбонаддувом и без него) пульсации скорости потока газа наиболее за-

метны при низких частотах вращения коленвала ($n \leq 1000 \text{ мин}^{-1}$). Аналогичные эффекты наблюдались и на зависимостях местного давления газового потока от угла φ в выпускном трубопроводе.

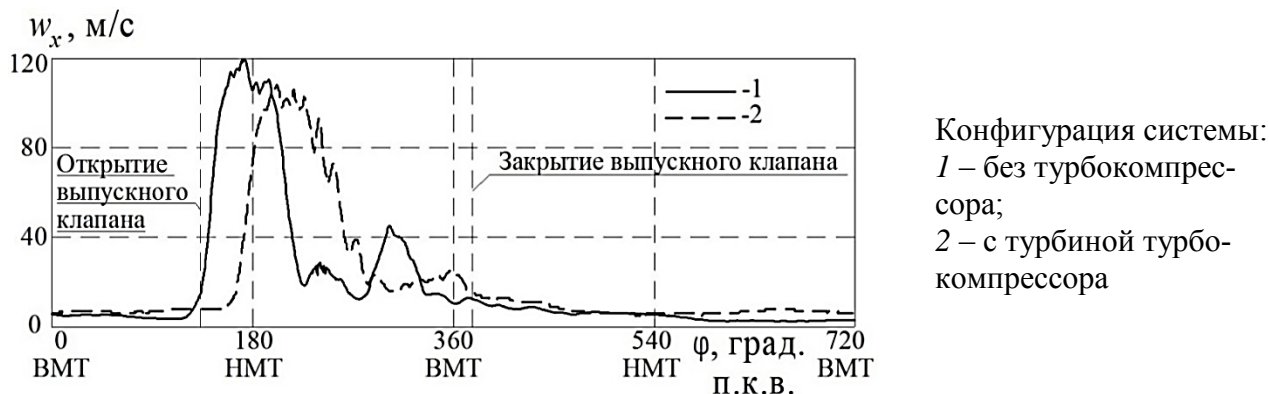


Рисунок 15 – Зависимости местной ($l_x = 140 \text{ мм}$, $d = 30 \text{ мм}$) скорости потока газа w_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ при частоте вращения коленвала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ при начальном избыточном давлении на выпуске $p_b = 0,2 \text{ МПа}$

Установлено, что наличие турбины турбокомпрессора в выпускном тракте приводит к сглаживанию пульсаций скорости и давления потока (в частности, снижение амплитуд пульсаций скорости потока газа до 50 %) при всех частотах вращения коленвала n и при всех давлениях на выпуске p_b , как собственно в период процесса выпуска, так и после закрытия выпускного клапана.

Приведенные выше существенные отличия в газодинамических и расходных характеристиках во впускных и в выпускных трубопроводах разных конфигураций поршневых ДВС с турбонаддувом и без него свидетельствуют о перестройке газодинамической структуры газовых потоков в зависимости от геометрических и режимных факторов. Это неизбежно окажет влияние на теплообменные показатели процессов в газоздушных трактах двигателей.

В четвертой главе представлены основные результаты исследований локальной теплоотдачи во впускных и выпускных трубопроводах поршневых ДВС с турбонаддувом и без него. Осуществляется сравнение интенсивности локальной теплоотдачи во впускном и выпускном трубопроводах ДВС при стационарном и пульсирующем течении газов в них. На основе экспериментальных данных предлагаются методы снижения теплонапряженности в газоздушных трактах.

Исследования локальной теплоотдачи проводились на лабораторных установках, описанных выше. Для определения мгновенных значений местной скорости

потока воздуха w_x и локального коэффициента теплоотдачи α_x использовался термоанемометр постоянной температуры. Метод термоанемометрии для исследования локальной теплоотдачи газовых потоков был выбран на основе анализа литературы и сложившихся подходов к изучению турбулентных пульсирующих течений. В данной работе чувствительным элементом датчиков термоанемометра (как для определения w_x , так и для α_x) являлась нихромовая нить. Если для измерения скорости потока воздуха использовался датчик со свободной нитью, устанавливаемой перпендикулярно оси газовоздушного канала, то для определения α_x применялся датчик с нитью, фиксируемой на фторопластовой подложке, которая устанавливалась заподлицо со стенкой исследуемого канала.

В связи с ограниченностью сведений по мгновенной локальной теплоотдаче в газовоздушных трактах поршневых ДВС, изначально исследование проводилось для традиционного впускного трубопровода постоянного круглого сечения в стационарном и пульсирующем режимах продувки для сравнения интенсивности теплообмена. При стационарном режиме, взятом за базовый, впускной клапан постоянно находился в открытом положении, а движение воздуха создавалось насосом, отсасывающим воздух из цилиндра. В пульсирующем режиме (при вращении коленвала с помощью электрического двигателя) клапаны открывались и закрывались в соответствии со штатными фазами газораспределения двигателя ВАЗ «Ока», т. е. течение газа в канале создавалось обычным для поршневых ДВС способом.

Полученные экспериментальные данные (рисунок 16) свидетельствуют о том, что значения коэффициента теплоотдачи существенно зависят от угла поворота коленчатого вала φ и частоты вращения коленвала n . Установлено, что интенсивность теплоотдачи и максимальное значение α_x увеличиваются (примерно в 2 раза) с ростом n от 600 до 3000 мин⁻¹.

Выявлено, что заметный подъем α_x при всех n начинается приблизительно при одном и том же угле поворота коленвала (около 180–190°), и максимального значения α_x достигает также в одном диапазоне (270–300°). Поэтому можно утверждать, что существует общая закономерность изменения α_x от угла φ по длине впускного трубопровода поршневого двигателя при всех значениях n .

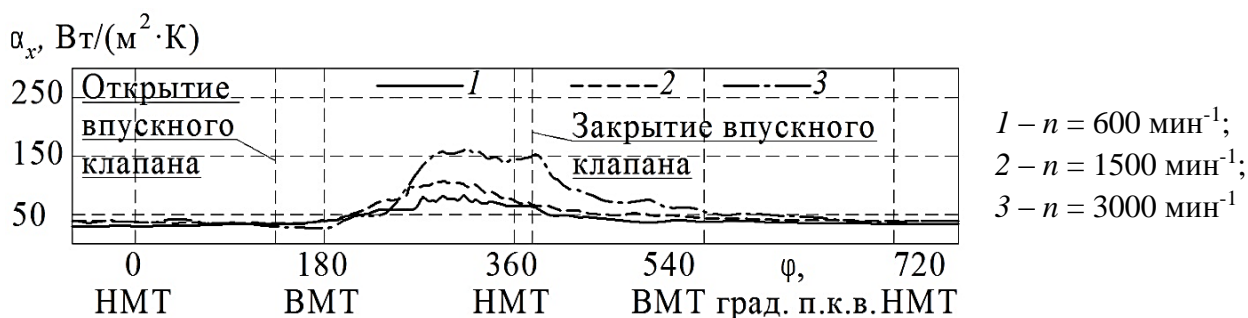


Рисунок 16 – Зависимость мгновенных локальных ($l_x = 110$ мм; $d = 32$ мм) коэффициентов теплоотдачи α_x во впускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ при разных n

Влияние газодинамической нестационарности на теплообменные характеристики потока газа во впускном трубопроводе можно оценить, обратившись к рисунку 17.

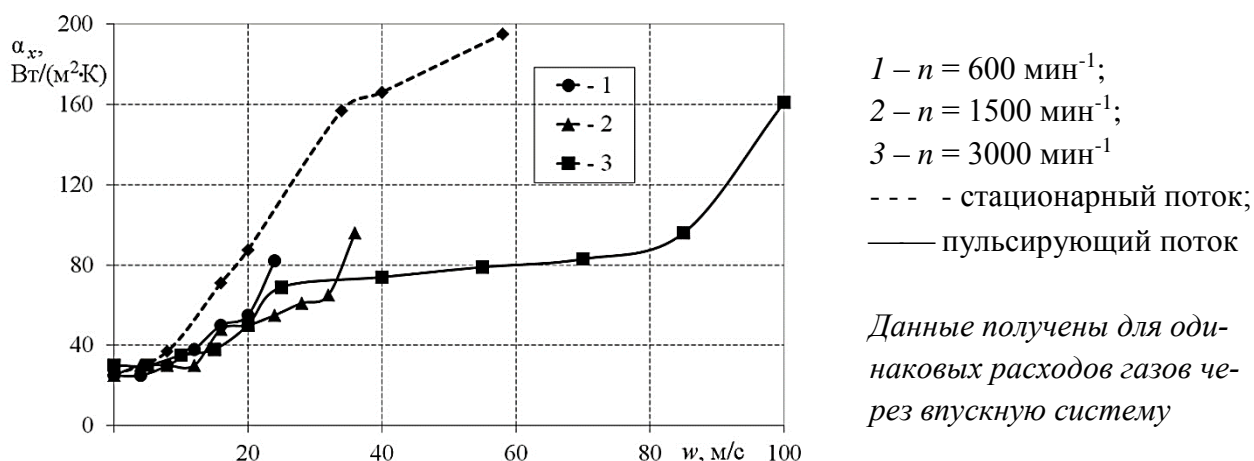


Рисунок 17 – Зависимость локального ($l_x = 110$ мм; $d = 32$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x от скорости потока воздуха w_x во впускном трубопроводе поршневого двигателя

Сопоставление значений локального коэффициента теплоотдачи α_x в стационарном и пульсирующем режимах течения газового потока показывает, что для впускного трубопровода круглого поперечного сечения газодинамическая нестационарность приводит к существенному снижению теплоотдачи, которое может достигать 2,5 раз в зависимости от скорости потока в канале, которая в данном случае определяется частотой вращения коленвала, конфигурацией системы впуска и геометрическими размерами цилиндропоршневой группы двигателя. Аналогичные данные были получены и для выпускного трубопровода (снижение интенсивности теплоотдачи в нем также достигало 2,5 раз на некоторых скоростных режимах течения газа).

Подобные тенденции теплообмена при пульсирующих и стационарных течениях газов в трубопроводах можно найти, например, в экспериментальных работах Г. Л. Дрейцера и В. М. Краева. В них показано, что коэффициент теплоотдачи в нестационарных условиях отличается от стационарного значения более чем в 2 раза. При этом α_x при ускорении течения в 2,0–2,5 раза превышает квазистационарное значение, а при замедлении, наоборот, – до 2-х раз ниже. В работах Е. П. Валуевой, основанных на физико-математическом моделировании, установлено, что ускорение потока приводит к уменьшению коэффициентов теплоотдачи до 2-х раз по сравнению с квазистационарными значениями.

Существенное изменение газодинамики потоков при поперечном профилировании каналов газовоздушных трактов поршневых двигателей (как было показано выше) приводит к снижению максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи по углу φ в случае впускного трубопровода (рисунок 18).

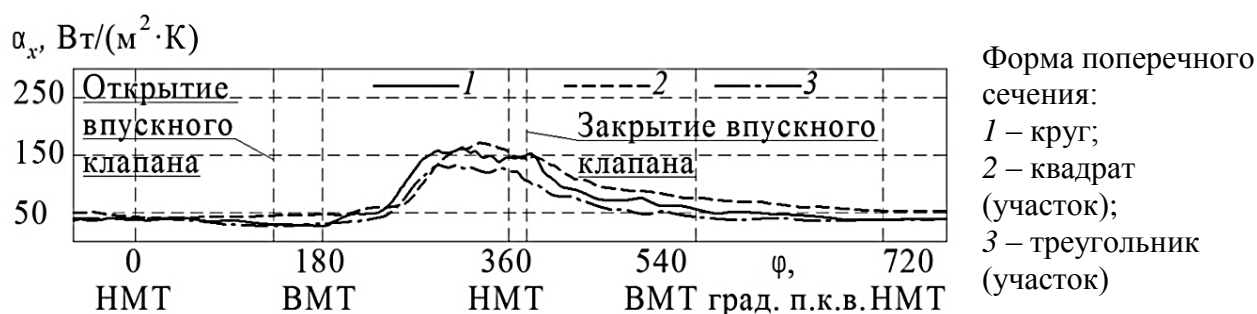


Рисунок 18 – Зависимость мгновенных локальных ($l_x = 110$ мм; $d = 32$ мм) коэффициентов теплоотдачи α_x во впускном трубопроводе с участками разного поперечного сечения от угла поворота коленчатого вала φ при частоте вращения коленвала $n = 3000$ мин⁻¹

Установлено, что при использовании во впускном трубопроводе участка с треугольной формой поперечного сечения происходит наибольшее снижение интенсивности теплоотдачи (в среднем на 12 %).

Снижение интенсивности локальной теплоотдачи в случае применения профилированных участков оказывает положительное влияние на коэффициент наполнения, поскольку уменьшается подогрев воздуха (топливовоздушной смеси), а следовательно, повышается его плотность и вследствие этого увеличивается массовый расход воздуха (топливовоздушной смеси) и соответственно повышается мощность ДВС. А уменьшившийся температурный напор приводит к снижению температурных напряжений в элементах впускного тракта.

Аналогичные исследования проводились для выпускного трубопровода поршневого двигателя. Установлено (рисунок 19), что с увеличением частоты вращения коленвала n поршневого ДВС происходит снижение максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи (в среднем на 7–12 %), а также смещение пиков α_x по углу поворота коленвала φ на 20–120 град. п.к.в. (наиболее существенно при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $p_b = 0,2 \text{ МПа}$).

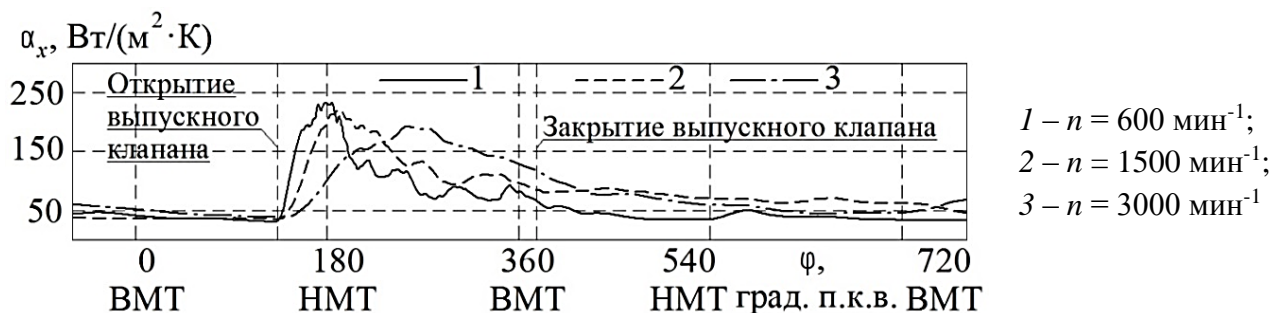


Рисунок 19 – Зависимость мгновенных локальных ($l_x = 140 \text{ мм}$; $d = 30 \text{ мм}$) коэффициентов теплоотдачи α_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленчатого вала φ при избыточном давлении на выпуске 0,2 МПа при разных частотах вращения коленвала n

Указанные тепломеханические эффекты, по-видимому, объясняются тем, что профилированные участки изменяют гидродинамическую структуру потока, движущегося в выпускном трубопроводе за счет образования продольных вихрей в углах каналов, а это препятствует теплообмену прямоочного ядра потока со стенками и, следовательно, снижает интенсивность локальной теплоотдачи (рисунок 19 и 20).

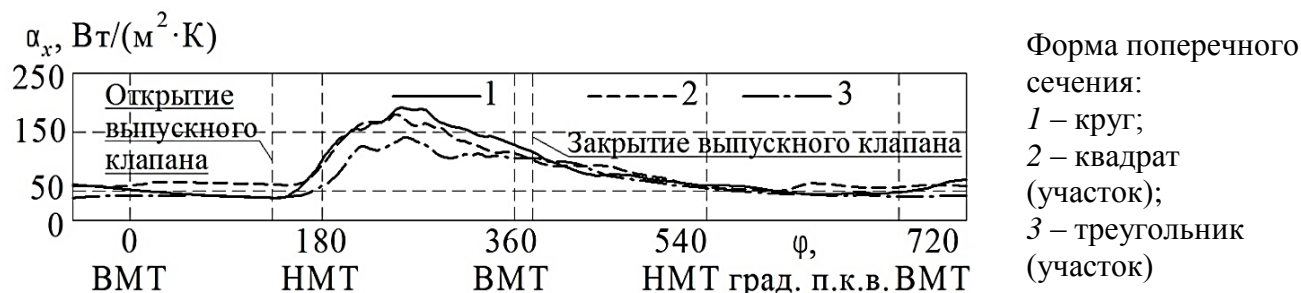


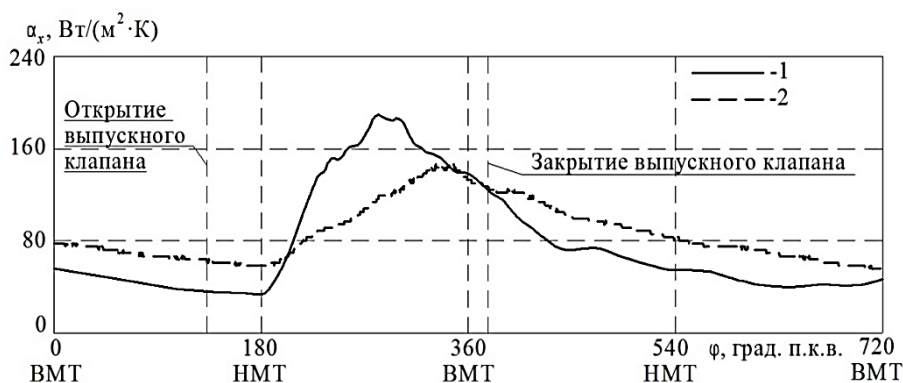
Рисунок 20 – Зависимость мгновенных локальных ($l_x = 140 \text{ мм}$; $d = 32 \text{ мм}$) коэффициентов теплоотдачи α_x в выпускном трубопроводе с участками с разными поперечными сечениями от угла поворота коленвала φ при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Согласно рисунку 20 наибольшее уменьшение интенсивности теплоотдачи происходит при использовании в выпускном трубопроводе участка с треугольной формой поперечного сечения (вплоть до 33 %). Это должно привести к снижению

теплонапряженности деталей и узлов системы выпуска, поскольку уменьшится тепловая нагрузка на элементы выпускного тракта, вследствие чего повысится их надежность и моторесурс поршневого двигателя в целом.

Показанные выше значительные отличия в газодинамических и расходных характеристиках газовоздушных трактах поршневых ДВС с турбонаддувом и без него, безусловно, должны оказать влияние на теплообменные характеристики потока (на локальный коэффициент теплоотдачи).

Выявлено, что наличие турбины турбокомпрессора приводит к снижению интенсивности теплоотдачи в выпускном трубопроводе при всех частотах вращения коленвала двигателя и всех исследованных значениях начального избыточного давления на выпуске p_b . При этом уменьшение максимальных значений локального коэффициента теплоотдачи при $p_b = 0,1$ МПа в выпускной системе с ТК составляет 10–15 %, тогда как при $p_b = 0,2$ МПа снижение достигает уже 15–20 % (рисунок 21).



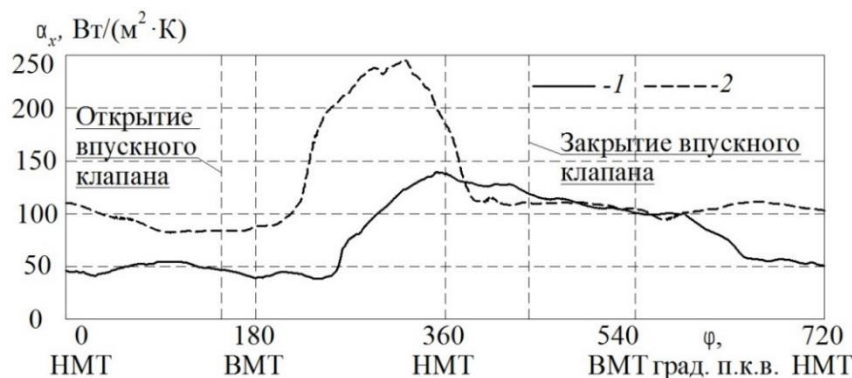
Конфигурация системы:
1 – без турбокомпрессора;
2 – с турбиной турбокомпрессора

Рисунок 21 – Зависимость мгновенных локальных ($l_x = 140$ мм; $d = 32$ мм) коэффициентов теплоотдачи α_x в выпускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ в поршневом ДВС с турбонаддувом ($n_{\text{ТК}} = 35000$ мин⁻¹) при избыточном давлении на выпуске $p_b = 0,2$ МПа и частоте вращения коленвала $n = 3000$ мин⁻¹

Кроме того, обнаруженное уменьшение интенсивности теплообмена потока со стенками выпускного трубопровода при наличии ТК приведет к тому, что большее количество теплоты будет использоваться в ТК, а не теряться через стенки канала. Это, в свою очередь, окажет положительное влияние на рабочий процесс и эффективные показатели двигателя. Следует отметить, что обратная закономерность установлена для впускного трубопровода поршневого ДВС (рисунок 22).

Во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом, в отличие от безнаддувного (атмосферного) двигателя, при всех частотах вращения ротора ТК возрастают как максимальные значения α_x (до 40 %), так и его средние значения.

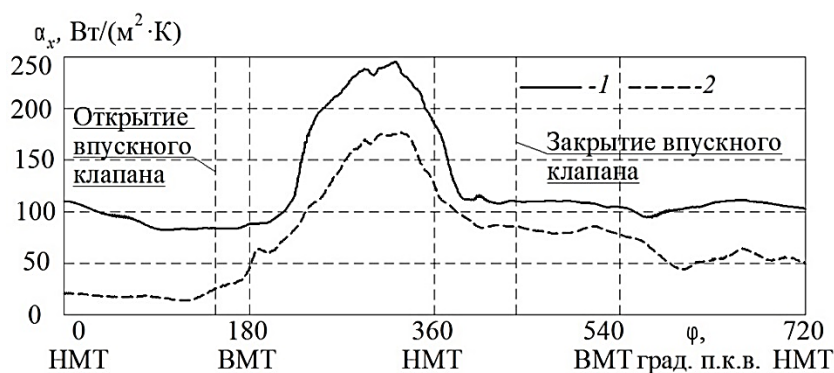
В данном случае повышение локального коэффициента теплоотдачи при наличии ТК приводит к некоторому подогреву воздуха от горячих стенок, а также к повышенным температурным напряжениям в элементах впускной системы.



Конфигурация системы:
1 – без турбокомпрессора;
2 – с компрессором турбокомпрессора

Рисунок 22 – Зависимость мгновенных локальных ($l_x = 150$ мм, $d = 32$ мм) коэффициентов теплоотдачи α_x во впускном трубопроводе от угла поворота коленвала φ поршневого ДВС с турбонаддувом ($n_{TK} = 35000$ мин⁻¹) и без турбонаддува при частоте вращения коленвала $n = 3000$ мин⁻¹

Следует подчеркнуть, что рассмотренные выше способы совершенствования процессов переноса при газообмене, основанные на поперечном профилировании каналов, целесообразны только для двигателей без наддува, и они не работают в двигателях с турбонаддувом, поскольку при наддуве происходит изменение газодинамических условий теплообмена. Таким образом, для ДВС с ТК необходимо разрабатывать совершенно другие технические решения для газодинамического совершенствования впускных и выпускных систем с учетом нового источника возмущений – турбокомпрессора. На основании этого предложена конструкция впускной системы поршневого двигателя с турбонаддувом, отличающаяся от традиционной тем, что в соединительном патрубке, на участке от нагнетателя до впускного трубопровода, установлен управляемый электропневмоклапан, позволяющий сбрасывать часть наддувочного воздуха, подаваемого нагнетателем. Такое решение позволяет упорядочить газодинамику течения воздуха во впускной системе двигателя при сохранении расходных характеристик (перенаправляется только избыточный расход воздуха, который обычно «накапливается» в запорном канале при закрытом впускном клапане), и снизить интенсивность теплоотдачи (рисунок 23) от воздуха в стенки впускного трубопровода (до 25 %).



Конфигурация системы:
 1 – без сброса воздуха;
 2 – со сбросом
 (массовая доля сброса
 $G^* = 0,12$)

Рисунок 23 – Зависимость локального ($l_x = 150$ мм; $d = 32$ мм) коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленчатого вала φ во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом ($n_{TK} = 35000$ мин⁻¹) и частоте вращения коленвала $n = 3000$ мин⁻¹

Установлено, что при управляемом сбросе определенной части наддувочного воздуха (воздуха после компрессора ТК) происходит снижение амплитуд пульсаций скорости и давления потока во впускном трубопроводе (в среднем в 2–3 раза в зависимости от режима работы ДВС и ТК), а также уменьшение локального коэффициента теплоотдачи при сохранении расхода воздуха через цилиндры двигателя.

Для повышения эффективности системы сброса части наддувочного воздуха были определены оптимальные значения доли сброса G^* в зависимости от частот вращения n и n_{TK} (составлены режимные карты).

Полученные эффекты позволят снизить различия в работе цилиндров многоцилиндровых ДВС, увеличить КПД компрессора ТК, понизить уровень шума, а также повысить надежность двигателя (снижение интенсивности теплообмена приведет к уменьшению термических напряжений в элементах впускной системы).

На основе наших экспериментальных данных по локальной теплоотдаче получены эмпирические уравнения для расчета мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи для впускного и выпускного трубопроводов с участками с разной формой поперечного сечения для поршневых ДВС с турбонаддувом и без него при различных режимах работы (частотах вращения) двигателя и турбокомпрессора. В качестве примера приведем эмпирические уравнения для расчета локального коэффициента теплоотдачи во впускном трубопроводе двигателя размерностью 8,2/7,1 без турбонаддува. Среднеквадратичное отклонение расчетных величин от результатов опытов составляет 10 %. Зависимость $\alpha_x = f(\varphi)$ была поделена на два участка: подъема (I) и спада (II) для того, чтобы получить более удобные уравнения для расчета локального коэффициента теплоотдачи.

Эти уравнения для α_x , Вт/(м²·К), имеют следующий вид:

- для стадии подъема (угол φ в диапазоне 280°–400°):

$$\alpha_x^I = 0,35 \cdot n^{0,31} \cdot l_x^{0,11} (\varphi - 275)^{0,82} \cdot \left(1 + 3,3 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 273)\right) \cdot K_\phi,$$

- для стадии спада (угол φ в диапазоне 400°–720°):

$$\alpha_x^{II} = 8,1 \cdot 10^3 \cdot n^{0,31} \cdot l_x^{0,11} \cdot (\varphi - 275)^{-1,25} \cdot \left(1 + 3,3 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 273)\right) \cdot K_\phi,$$

где n – частота вращения коленвала, мин⁻¹ (диапазон n 600...3000); φ – угол поворота коленвала, град. п.к.в. (угол φ 280...720); T – температура воздуха в трубопроводе, К (T 283...313), l_x – расстояние от входа в трубопровод до расчетного сечения, м (l_x 0,10...0,22); K_ϕ – поправочный коэффициент на вид поперечного сечения профилированного участка. Для «квадратного» участка $K_\phi = f(n) = 0,9 \dots 0,94$; для треугольного поперечного сечения – $K_\phi = f(n) = 0,78 \dots 0,9$.

Для установления общей тепловой картины в газовоздушных системах было проведено сопоставление интенсивности теплоотдачи различных элементов выпускного тракта поршневого двигателя без турбонаддува. Проводились измерения α_x в трех сечениях: вблизи клапана, в канале в головке цилиндра и в выпускном трубопроводе. На рисунке 24 показана конфигурация исследуемого выпускного тракта экспериментальной установки и контрольные сечения для определения мгновенных значений теплоотдачи.

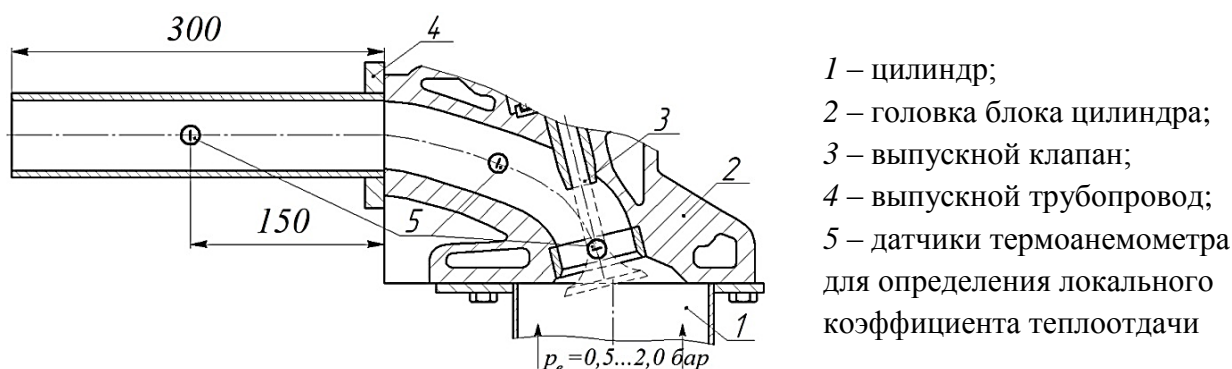


Рисунок 24 – Конфигурация исследуемой выпускной системы экспериментальной установки и места установки датчиков термоанемометра

На рисунке 25 представлены зависимости локального коэффициента теплоотдачи α_x для всех трех исследуемых контрольных сечений при частоте вращения коленвала $n = 1500$ мин⁻¹. Установлено, что максимальные значения локального коэффициента теплоотдачи практически одинаковы для канала в головке цилиндра

и для выпускного трубопровода (около $210 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$), что характерно для всех частот вращения коленчатого вала. Также следует отметить, что закономерность изменения локальной теплоотдачи от угла поворота коленвала двигателя у рассматриваемых элементов фактически идентична.

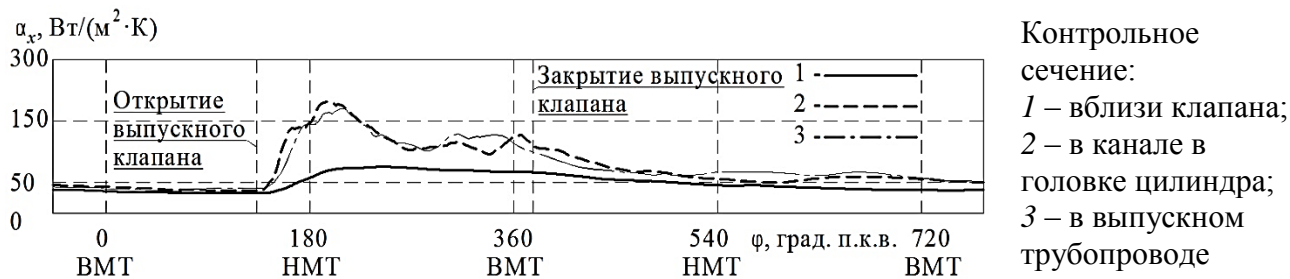


Рисунок 25 – Зависимости мгновенного локального ($l_x = \text{var}$) коэффициента теплоотдачи α_x от угла поворота коленчатого вала φ в выпускной системе при избыточном давлении $p_b = 0,1 \text{ МПа}$ и частоте вращения коленвала $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$

При этом обращает на себя внимание особая закономерность изменения локального коэффициента теплоотдачи в контрольном сечении вблизи выпускного клапана. Там зависимость $\alpha_x = f(\varphi)$ существенно более гладкая (у нее отсутствуют явно выраженные максимумы), чем в других сечениях. При этом максимальные значения α_x в данном сечении меньше в 2–3 раза (и составляют около $70 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$) по сравнению с другими сечениями, что также характерно для всех n . Это можно объяснить тем, что вблизи выпускного клапана образуются застойные вихревые зоны, которые могут препятствовать теплообмену основного потока со стенками и соответственно снижать интенсивность теплоотдачи. Вероятно, такие закономерности характерны только для данной конфигурации выпускной системы – на других двигателях возможна иная картина.

В пятой главе рассмотрены вопросы практической реализации основных научных результатов работы.

1 Представлены результаты математического моделирования рабочего процесса полноразмерного тепловозного двигателя (8ЧН 21/21) с учетом газодинамической нестационарности процессов во впускных и выпускных трубопроводах, а также разных конфигураций газовоздушных трактов.

Моделирование выполнялось совместно с ABB Turbo Systems (Швейцария) в программе ACTUS. Созданы три математические модели тепловозного дизеля 8ЧН 21/21 (производства ООО «Уральский дизель-моторный завод») с учетом влияния

газодинамической нестационарности и с разным уровнем детализации газовоздушных трактов. На основе результатов испытаний дизеля проведена верификация этих математических моделей. В целом на основе моделирования:

- комплексно исследованы волновые явления в газовоздушных трактах рассматриваемого дизельного двигателя без конструктивных изменений;
- изучено влияние геометрических характеристик впускного трубопровода на показатели качества газообмена и эффективные показатели дизеля;
- подтверждена эффективность пассивной и активной эжекции в выпускном трубопроводе на рабочий процесс дизеля и его технико-экономические показатели.

2 На основе проведенных исследований выполнена конструктивная проработка (модернизация) впускных и выпускных систем поршневых двигателей разного типоразмера (8,2/7,1 и 21/21) с наддувом и без него.

- Показана возможность технической реализации профилированного участка во впускной и выпускной системах поршневых ДВС разных типов и размерностей (в частности, для двигателей автомобилей семейства ВАЗ).

- Произведена эскизная проработка установки электромагнитного клапана с целью регулируемого сброса части сжатого воздуха после компрессора ТК для дизельных двигателей семейства ДМ-21; разработан алгоритм автоматического управления этим клапаном.

- Выполнены эскизные проработки систем эжекции для выпускных трубопроводов, в частности, для дизелей семейства ДМ-21 (ООО УДМЗ), которые показали, что для большинства компоновок поршневых ДВС они могут быть внедрены без существенных изменений конструкций выпускных систем.

На все предлагаемые конструкторские решения получены патенты РФ.

3 Рассмотрены вопросы энергосбережения при производстве двигателей с улучшенным рабочим процессом. Разработана стратегия энергосбережения при изготовлении дизель-генераторов на базе ДВС для выработки определенной мощности. В частности, показано, что применение дизель-генераторов с модернизированными по предложенным способам газовоздушными трактами позволило бы снизить на 6,2 % общие затраты топливно-энергетических ресурсов при изготовлении ДВС в рамках Программы малой энергетики Свердловской области.

В заключении диссертации сформулированы основные результаты работы, а именно: разработаны оригинальные методики исследования тепломеханических процессов в газовых потоках в условиях газодинамической нестационарности, а также спроектирован, изготовлен и отлажен комплекс натурных лабораторных и промышленных установок для исследования газодинамических и тепломеханических характеристик течений в газовоздушных трактах поршневых ДВС с турбонаддувом и без него, оснащенный системой автоматизированного сбора и обработки экспериментальных данных. Проведенный комплекс исследований позволил сформулировать **основные выводы** по работе:

- показано, что процессы в трубопроводах ДВС во время впуска и выпуска протекают с высокой степенью нестационарности, что и определяет механизм теплопереноса;
- предложена методология исследования интенсивности локальной теплоотдачи нестационарных, пульсирующих потоков в газовоздушных трактах поршневых двигателей, а также метод учета газодинамической нестационарности при расчете локального коэффициента теплоотдачи;
- установлено, что снижение интенсивности локальной теплоотдачи пульсирующего газового потока во впускных и выпускных трубопроводах находится в диапазоне 1,2–2,5 по сравнению со стационарным течением;
- выявлены закономерности влияния дополнительных конструктивно-функциональных узлов впускных и выпускных трактов (в частности, компрессора и турбины турбокомпрессора системы наддува, фильтрующих элементов) на газодинамические и тепломеханические характеристики газовых потоков в поршневом ДВС; показано, что наличие фильтра приводит к сглаживанию амплитуд пульсаций скорости и давлений потока с одновременным увеличением гидравлического сопротивления трактов;
- установлено влияние конфигурации впускного и выпускного трубопроводов поршневого двигателя без наддува на газодинамические, расходные и теплообменные характеристики газовых потоков в них; предложены способы улучшения показателей качества газообмена на основе поперечного и продольного профилирования трубопроводов (максимально достигнутый эффект заключается в повыше-

нии коэффициента наполнения вплоть до 22 % и снижении коэффициента остаточных газов до 24 % на отдельных режимах работы двигателя); расчетно-аналитическая оценка показала, что профилирование газоздушных трактов приводит к повышению мощности ДВС (до 14 %) при фактически неизменном удельном расходе топлива ($\pm 1,0$ %) и уменьшению (в среднем на 10–12 %) тепломеханических нагрузок на основные детали и узлы впускных и выпускных трактов; технические решения на предлагаемые способы повышения качества газообмена защищены патентами Российской Федерации;

- установлены основные закономерности изменения мгновенных значений местных скорости, давления и локального коэффициента теплоотдачи в газоздушных трактах поршневого ДВС с турбонаддувом и без него при разных режимах работы двигателя и турбокомпрессора; на основе этих данных разработан способ уменьшения (до 2,5 раз) амплитуд пульсаций местных давления и скорости потока газа во впускном трубопроводе поршневого ДВС с турбонаддувом, а также способ снижения (в среднем на 20 %) локального коэффициента теплоотдачи потока в нем, что позволит снизить различия в работе цилиндров многоцилиндровых ДВС, увеличить КПД компрессора, понизить уровень шума, а также повысить надежность двигателя в целом;

- получены эмпирические уравнения для расчета мгновенных локальных коэффициентов теплоотдачи и коэффициента мобильности теплоотдачи для впускного и выпускного трубопроводов поршневых ДВС с турбонаддувом и без него при разных режимах работы двигателя и турбокомпрессора;

- на основе собственных экспериментальных данных проведено комплексное математическое моделирование рабочего процесса полноразмерных поршневых двигателей с учетом газодинамической нестационарности процессов во впускных и выпускных трубопроводах; подтверждена эффективность разработанных способов модернизации впускных и выпускных систем ДВС; представлены сравнительные таблицы технико-экономических параметров исходных и модернизированных двигателей 2Ч 8,2/7,1 и 8ЧН 21/21;

- в итоге сформулировано перспективное направление дальнейших исследований процессов в газоздушных трактах, в частности, изучение взаимосвязи процессов впуска и выпуска.

Разработанные рекомендации и конструктивные решения приняты к внедрению на предприятиях: ООО «Уральский дизель-моторный завод», ПАО «Уралмашзавод», ОАО «Машиностроительный завод имени М.И.Калинина» и Промышленная группа «Генерация».

Основные положения диссертации отражены в следующих публикациях автора:

Статьи в рецензируемых научных журналах, определенных ВАК

1. Plotnikov L. V. The gas-dynamic unsteadiness effects on heat transfer in the intake and exhaust systems of piston internal combustion engines / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2017. Vol. 115. P. 1182–1191. (0,6 п.л./0,375 п.л.).
2. Plotnikov L. V. Features of the gas dynamics and local heat transfer in intake system of piston engine with supercharging / L. V. Plotnikov // IOP Conf. Series: Journal of Physics. 2017. Vol. 899. Article number 042008. (0,375 п.л./0,375 п.л.).
3. Plotnikov L. V. The effects of the intake pipe configuration on gas exchange, and technical and economic indicators of diesel engine with the 21/21 dimension / L. V. Plotnikov, S. Bernasconi, Y. M. Brodov // Procedia Engineering. 2017. Vol. 206. P. 140–145. (0,375 п.л./0,20 п.л.).
4. Plotnikov L. The flows structure in unsteady gas flow in pipes with different cross-sections / L. Plotnikov, A. Nevolin, D. Nikolaev // EPJ Web of Conferences. 2017. Vol. 159. Article number 00035. (0,375 п.л./0,20 п.л.).
5. Plotnikov L. V. The Influence of Piston Internal Combustion Engines Intake and Exhaust Systems Configuration on Local Heat Transfer / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin, Y. M. Brodov // Procedia Engineering. 2017. Vol. 206. P. 80–85. (0,375 п.л./0,20 п.л.).
6. Plotnikov L. V. The influence of cross-profiling of inlet and exhaust pipes on the gas exchange processes in piston engines / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin, Y. M. Brodov // Procedia Engineering. 2016. Vol. 150. P. 111–116. (0,375 п.л./0,20 п.л.).
7. Plotnikov L. V. Increasing Reliability of Gas–Air Systems of Piston and Combined Internal Combustion Engines by Improving Thermal and Mechanic Flow Characteristics / Y. M. Brodov, N. I. Grigoryev, B. P. Zhilkin, L. V. Plotnikov, D. S. Shestakov // Thermal Engineering. 2015. Vol. 62, № 14. P. 1038–1042. (0,25 п.л./0,1 п.л.).

8. Плотников Л. В. Динамические характеристики газодинамики и теплоотдачи во впускном тракте поршневого ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Двигателестроение. 2009. № 2. С. 55–56. (0,125 п.л./0,075 п.л.).
9. Плотников Л. В. Влияние формы поперечного сечения впускного канала на газодинамику и расходные характеристики процесса впуска в ДВС / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2009. № 7-8. С. 94–98. (0,3 п.л./0,15 п.л.).
10. Плотников Л. В. О необходимости исследования процесса впуска и выпуска в поршневых ДВС в динамике // Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков // Вестник академии военных наук. 2010. № 1. С. 54–57. (0,25 п.л./0,15 п.л.).
11. Плотников Л. В. Газодинамика и локальная теплоотдача потока во впускном канале с разной формой поперечного сечения поршневого ДВС размерности 8,2/7,1 / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Ползуновский вестник. 2010. №4/2. С. 137–144. (0,5 п.л./0,25 п.л.).
12. Плотников Л. В. Об изменении газодинамики процесса выпуска в поршневых ДВС при установке глушителя / Л. В. Плотников, Д. Л. Падаляк, А. В. Крестовских, Б. П. Жилкин // Вестник академии военных наук. 2011. № 2. С. 267–270. (0,25 п.л./0,1 п.л.).
13. Плотников Л. В. Некоторые особенности газодинамики процесса впуска при наддуве поршневых ДВС / Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков, Б. П. Жилкин // Тяжелое машиностроение. 2012. № 2. С. 48–51. (0,25 п.л. / 0,15 п.л.).
14. Плотников Л. В. Стабилизация течения потока в системе выхлопа поршневого ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, В. К. Антонов // Тяжелое машиностроение. 2012. № 3. С. 13–16. (0,25 п.л./0,15 п.л.).
15. Плотников Л. В. Особенности изменения скорости и локального коэффициента теплоотдачи во впускных каналах разной конфигурации поршневого ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Ползуновский вестник. 2012. №3/1. С. 178–183. (0,375 п.л./0,25 п.л.).
16. Плотников Л. В. Снижение пульсации потока во впускной системе поршневого ДВС с наддувом / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков, Н. И. Григорьев // Двигателестроение. 2013. № 1. С. 24–27. (0,25 п.л./0,1 п.л.).

17. Плотников Л. В. Характерное время переходных процессов при нестационарном течении газов в круглых каналах / Л. В. Плотников, Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2013. № 5/6. С. 39–45. (0,5 п.л./0,2 п.л.).

18. Плотников Л. В. Влияние аэродинамического сопротивления впускных и выхлопных систем автомобильных двигателей на процессы газообмена / Л. В. Плотников, Ю. М. Бродов, Б. П. Жилкин, Н. И. Григорьев // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия Энергетика. 2014. Т. 14. № 1. С. 15–21. (0,5 п.л./0,2 п.л.).

19. Плотников Л. В. Влияние турбины турбокомпрессора на тепломеханические характеристики потока в выпускном тракте поршневого ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Д. С. Шестаков, Ю. М. Бродов, Н. И. Григорьев, // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия Энергетика. 2014. Т. 14. № 2. С. 5–11. (0,5 п.л./0,2 п.л.).

20. Плотников Л. В. Влияние газодинамической нестационарности на локальную теплоотдачу в выпускном тракте поршневого двигателя внутреннего сгорания / Л. В. Плотников, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2014. № 7/8. С. 24–31. (0,5 п.л./0,2 п.л.).

21. Плотников Л. В. Повышение надежности газовоздушных систем поршневых и комбинированных ДВС за счет улучшения тепломеханических характеристик потока / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов, Д. С. Шестаков, Н. И. Григорьев // Научно-технический журнал «Надежность и безопасность энергетики». 2014. № 4 (27). С. 40–43. (0,25 п.л./0,1 п.л.).

22. Плотников Л. В. Моделирование и экспериментальные исследования процессов газообмена в поршневых двигателях внутреннего сгорания / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2015. № 5/6. С. 75–83. (0,5 п.л./0,2 п.л.).

23. Плотников Л. В. Конструктивные меры по повышению надежности газовоздушных систем поршневых ДВС аварийного энергоснабжения / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Научно-технический журнал «Надежность и безопасность энергетики». 2015. № 3 (30). С. 20–24. (0,25 п.л./0,1 п.л.).

24. Плотников Л. В. Экспериментальное исследование и совершенствование процессов газообмена поршневых и комбинированных ДВС в условиях газодинамической нестационарности / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2015. № 12 (669). С. 35–44. (0,5 п.л./0,2 п.л.).

25. Бродов Ю. М. Снижение тепловой напряженности впускных и выпускных систем двигателей внутреннего сгорания с наддувом / Ю. М. Бродов, Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Научно-технический журнал «Надежность и безопасность энергетики». 2016. № 1 (32). С. 19–23. (0,25 п.л./0,1 п.л.).

26. Плотников Л. В. Учет нестационарности процессов в газоздушных трактах поршневых двигателей / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2016. № 1/2. С. 75–80. (0,25 п.л./0,1 п.л.).

27. Плотников Л. В. Влияние поперечного профилирования впускных и выпускных трубопроводов поршневых двигателей на тепломеханические характеристики потоков / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2017. № 1/2. С. 119–126. (0,25 п.л./0,1 п.л.).

Патенты РФ на полезную модель

28. Плотников Л. В., Жилкин Б. П., Крестовских А. В., Падаляк Д. Л. Система выхлопа поршневого двигателя: патент на полезную модель F02B 27/00 № 114096; заявл. 2011123195/28 от 8.06.2011; опубл. 10.03.2012, Бюл. № 7.

29. Плотников Л. В., Жилкин Б. П., Шестаков Д. С. Впускная система поршневого двигателя с наддувом: патент на полезную модель F02B 33/44 № 118363; заявл. 2012105249/06 от 14.02.2012; опубл. 20.07.2012, Бюл. № 20.

30. Плотников Л. В., Жилкин Б. П., Григорьев Н. И. Система выхлопа поршневого двигателя: патент на полезную модель F02B 27/04 № 121525; заяв. 2012107933/06 от 01.03.2012; опубл. 27.10.2012, Бюл. № 30.

31. Плотников Л. В., Жилкин Б. П. Впускная система поршневого двигателя: патент на полезную модель F02B 29/00 № 127406; заяв. 2012136097/06 от 23.08.2012; опубл. 27.04.2013, Бюл. № 12.

32. Плотников Л. В., Жилкин Б. П., Григорьев Н. И. Система выхлопа поршневого двигателя: патент на полезную модель F02B 27/04 № 135728; заявл. 2013118761/06 от 23.04.2013; опубл. 20.12.2013, Бюл. № 35.

33. Жилкин Б. П., Плотников Л. В., Кочев Н. С. Система выхлопа поршневого двигателя. Патент на полезную модель F02B 27/04 № 169115 от 03.03.2017; заяв. 2016108087 от 04.03.2012. Опубл. 03.03.2017 бюл. № 7.

Монография

34. Плотников Л. В. Совершенствование процессов в газоздушных трактах поршневых двигателей внутреннего сгорания : монография / Б. П. Жилкин, В. В. Лашманов, Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков: под общ. ред. Ю. М. Бродова. Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та. 2015. 228 с. (14,25 п.л./9,25 п.л.).

Другие основные публикации

35. Плотников Л. В. Влияние поперечной конфигурации канала на мгновенную локальную теплоотдачу во впускном тракте ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Автомобильная техника. Научный вестник. 2009. № 20. С. 139–143. (0,25 п.л./0,15 п.л.).

36. Плотников Л. В. Динамика изменения скорости потока и расходные характеристики процесса выпуска в поршневом ДВС / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Сборник научных трудов Международной конференции Двигатель-2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2010. С. 216–219. (0,25 п.л./0,15 п.л.).

37. Плотников Л. В. Газодинамические и теплообменные характеристики процесса выпуска в ПДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Актуальные проблемы развития поршневых ДВС: материалы Межотраслевой научно-технической конференции. Санкт-Петербург: Изд-во СПбГМТУ. 2010. С. 51–53. (0,125 п.л./0,075 п.л.).

38. Плотников Л. В. Скоростные характеристики потока в процессе выпуска автомобильного ПДВС / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников // Транспорт Урала. 2011. № 3. С. 77–80. (0,25 п.л./0,15 п.л.).

39. Плотников Л. В. Определение на стенде характеристик компрессора ТК для наддува поршневых ДВС / Б. П. Жилкин, Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков // Турбины и дизели. 2012. № 2. С. 32–35. (0,25 п.л./0,15 п.л.).

40. Плотников Л. В. О стабилизации течения во впускной системе поршневого ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Вестник сибирского отделения академии военных наук. 2012. № 15. С. 76–80. (0,25 п.л./0,15 п.л.).

41. Плотников Л. В. Совершенствование процессов газообмена поршневых ДВС / Л. В. Плотников, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин, Д. С. Шестаков // Актуальные проблемы морской энергетики: материалы второй Всероссийской межотраслевой научно-практической конференции. Санкт-Петербург: Изд-во СПбГМТУ. 2013. С. 75–77. (0,125 п.л./0,075 п.л.).

42. Плотников Л. В. Теплообмен в клапанном узле поршневого ДВС при пульсирующем течении газовых потоков / Л. В. Плотников, Н. И. Григорьев, Б. П. Жилкин // Сборник материалов докладов Национального конгресса по энергетике, 8–12 сентября 2014 г. Т. I. Казань: Казан. гос. энерг. ун-т. 2014. С. 177–183. (0,5 п.л./0,2 п.л.).

43. Плотников Л. В. Влияние нестационарности на теплоотдачу при течении газовых потоков / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Тезисы Шестой Российской национальной конференции по теплообмену. В 3 томах (27-31 октября 2014, Москва). Т. 1. Москва: Издательский дом МЭИ. 2014. С. 181–182. (0,125 п.л./0,075 п.л.).

44. Plotnikov L. V. Influence of high-frequency gas-dynamic unsteadiness on heat transfer in gas flows of internal combustion engines / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin, Y. M. Brodov // Applied mechanics and materials. 2015. Vol. 698. P. 631–636. (0,375 п.л./0,20 п.л.).

45. Плотников Л. В. Верификация лабораторных данных о процессах газообмена на действующем ДВС / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин // Проблемы газодинамики и тепломассообмена в энергетических установках: Тезисы докладов XX Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством акад. РАН А. И. Леонтьева (25–29 мая 2015 г., Звенигород). Москва: Издательский дом МЭИ. 2015. С. 115–116. (0,125 п.л./0,075 п.л.).

46. Plotnikov L. V. Improved cleaning of the engine cylinder from the exhaust gas using the active ejection in the exhaust tract / L. V. Plotnikov, B. P. Zhilkin, Y. M. Brodov // Applied mechanics and materials. 2015. Vol. 792. P. 553–558. (0,375 п.л./0,20 п.л.).

47. Плотников Л. В. Улучшение газоочистки цилиндра ДВС активной эжекцией в выпускном тракте / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Сборник научных трудов VII Международной научной конференции молодых ученых «Электротехника. Электротехнология. Энергетика» (09–12 июня 2015). Новосибирск: Изд-во НГТУ. 2015. С. 376–379. (0,25 п.л./0,15 п.л.).

48. Плотников Л. В. Влияние поперечного профилирования впускных и выпускных трубопроводов на процессы газообмена в поршневых двигателях / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Пром-Инжиниринг: труды II международной научно-технической конференции. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ. 2016. С. 10–15. (0,25 п.л./0,15 п.л.).

49. Плотников Л. В. Газодинамическое совершенствование системы воздухооборудования дизеля размерности 21/21 / Л. В. Плотников, Б. П. Жилкин, Н. С. Кочев // Транспорт Урала. 2016. № 3. С. 87–93. (0,25 п.л./0,1 п.л.).

50. Плотников Л. В. Доводка конфигурации впускного трубопровода дизеля 8ЧН 21/21 на основе численного моделирования / Л. В. Плотников, Д. С. Шестаков, Б. П. Жилкин, Ю. М. Бродов // Транспорт Урала. 2017. № 1 (52). С. 67–70. (0,125 п.л./0,05 п.л.).

Учебные пособия

51. Плотников Л. В. Анализ и оценка надежности двигателей внутреннего сгорания: учебно-методическое пособие / Л. В. Плотников. Екатеринбург : УрФУ, 2016. 160 с. (9,5 п.л./ 9,5 п.л.).

52. Плотников Л. В. Экспериментальные исследования газодинамики в поршневых двигателях внутреннего сгорания: учебное пособие / В. А. Липчук, Л. В. Плотников. Екатеринбург : УрФУ, 2013. 48 с. (3,0 п.л./2,5 п.л.).

53. Плотников Л. В. Исследовательская деятельность в работе инженера: учебное пособие / Л. В. Плотников, А. П. Исаев, Н. И. Фомин. Екатеринбург : Издательский Дом «Ажур», 2014. 148 с. (5,25 п.л./4,0 п.л.).

54. Плотников Л. В. Экспериментальные определения показателей качества процессов газообмена поршневых ДВС: учебное пособие / Л. В. Плотников. Екатеринбург : УрФУ, 2013. 76 с. (4,75 п.л./4,75 п.л.).

ОСНОВНЫЕ СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ДВС – поршневой двигатель внутреннего сгорания; КПД – коэффициент полезного действия теплового двигателя; УДМЗ – ООО «Уральский дизель-моторный завод» (г. Екатеринбург); ВМТ – верхняя мертвая точка; НМТ – нижняя мертвая точка; φ – угол поворота коленвала, град. п.к.в.; град. п.к.в. – градусы поворота коленвала; n – частота вращения коленвала поршневого двигателя, мин^{-1} ; $n_{\text{тк}}$ – частота вращения ротора турбокомпрессора, мин^{-1} ; p_x – локальное статическое давление, бар; p_b – избыточное давление на выпуске, МПа; w_x – местная скорость потока, м/с; \bar{w} – местная средняя скорость потока, м/с; V_x – местный объемный расход газа, $\text{м}^3/\text{с}$; α_x – локальный коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; τ – время, с; τ_v – время восстановления, с; τ_p – время релаксации, с; K_{mh} – коэффициент мобильности теплоотдачи; d_3 – эквивалентный (гидравлический) диаметр, мм; l_x – определяющий линейный размер, мм (отсчитывается от входа газового потока в трубопровод);

$G^* = \frac{G_{\text{вып}}}{G_{\text{вып}} + G_{\text{двиг}}}$ – относительный сброс определенной доли сжатого (наддувочного) воздуха из впускного трубопровода, где $G_{\text{вып}}$ – средний расход выпускаемого (наддувочного) воздуха; $G_{\text{двиг}}$ – расход воздуха, поступающего в двигатель.

Подписано в печать «04» декабря 2017. Формат 60x84 1/16.

Усл. печ. л. 2,75. Уч.-изд. л. 2,0. Тираж 100 экз.

Ризография НИЧ УрФУ

620002, Екатеринбург, ул. Мира, 19